

12  
25



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA  
DE MEXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES  
CUAUTITLAN**

**“ RECUPERACION DE CALOR PARA GENERACION DE VAPOR,  
SISTEMA HRSG (HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR). ”**

**T E S I S**

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO QUIMICO**

**P R E S E N T A N :**

**HECTOR HUGO HERNANDEZ MARTINEZ**

**OSCAR                      HERNANDEZ                      RICO**

**ASESOR: I. Q. ARIEL SAMUEL BAUTISTA SALGADO**

**CUAUTITLAN IZCALLI EDO. DE MEX.**

**1999.**

*CIA*

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



REPUBLICA NACIONAL  
UNION DE  
MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN  
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR  
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

U. N. A. M.  
FACULTAD DE ESTUDIOS  
SUPERIORES CUAUTITLAN



DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO  
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLAN  
P R E S E N T E

ATN: Q. Ma. del Carmen García Mijares  
Jefe del Departamento de Exámenes  
Profesionales de la FES Cuautitlán

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS:

"Recuperación de Calor para Generación de Vapor, sistema  
HRSG (Heat Recovery Steam Generator)."

que presenta el pasante: Hernández Martínez Héctor Hugo  
con numero de cuenta: 8801435-0 para obtener el TITULO de:  
Ingeniero Químico

Considerando que dicha tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO

ATENTAMENTE.

"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPIRITU"

Cuautitlán Izcalli, Edo. de Méx., a 14 de enero de 199 9

PRESIDENTE I.Q.I. Alvaro Leo Ramirez

VOCAL I.Q. Ariel Bautista Salgado

SECRETARIO I.Q. Guadalupe Franco Rodríguez

PRIMER SUPLENTE I.Q. Graciela Delgadillo

SEGUNDO SUPLENTE I.Q. Gilberto Atilano Amaya Ventura



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA DE  
MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN  
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR  
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

U. N. A. M.  
FACULTAD DE ESTUDIOS  
SUPERIORES CUAUTITLAN



Departamento de  
Exámenes Profesionales

DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO  
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLAN  
PRESENTE

ATN: Q. Ma. del Carmen García Mijares  
Jefe del Departamento de Exámenes  
Profesionales de la FES Cuautitlán

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS:

"Recuperación de Calor para Generación de Vapor, sistema  
HRSG (Heat Recovery Steam Generator)."

que presenta el pasante: Hernández Rico Oscar  
con número de cuenta: 9155963-8 para obtener el TITULO de:  
Ingeniero Químico

Considerando que dicha tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO

ATENTAMENTE.  
"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"

Cuautitlán Izcalli, Edo. de Méx., a 14 de Enero de 199 9

PRESIDENTE I.Q.I. Alvaro Leo Ramírez

VOCAL I.Q. Ariel Bautista Salgado

SECRETARIO I.Q. Guadalupe Franco Rodríguez

PRIMER SUPLENTE I.Q. Graciela Delgadillo

SEGUNDO SUPLENTE I.Q. Gilberto Atileno Anaya Ventura

**Algunas personas triunfan por que ese es su destino,  
pero la mayoría de quienes triunfan decidieron lograrlo...**

OHR

**Afortunados sean todos aquellos que iniciaron su  
camino y llegaron al final...**

**Y bienafortunados todos aquellos que aún luchan  
por alcanzarlo...**

HHH

## **Dedicatorias**

### **A mi madre Margarita Martínez**

Por ser el Pilar de mi existir...

### **A mi padre Alberto Hernández**

Por ser un ejemplo de Esfuerzo y Dedicación...

Les dedico este logro,  
como fruto de sus esfuerzos y penas que tuvieron que enfrentar  
para apoyarme en mis estudios...

**GRACIAS** por haberme traído a este mundo... Los Amo

### **A mis Hermanos en especial a Adrián**

Por su apoyo incondicional...  
y por tantos momentos que hemos vivido juntos,  
saliendo adelante por más difíciles que han sido las situaciones...

Espero llegue el día en que puedan compartir conmigo,  
este triunfo que hoy yo comparto con ustedes...

**Héctor**

**A mis tíos**

**Rosa María Martínez y Marcelino de la Cruz**

Por haberme permitido estar con ustedes  
en una de las etapas más importantes de mi vida...

**GRACIAS...**

A la memoria de todos aquellos familiares  
que fueron la base de la formación de mi familia,  
especialmente a mi abuelo **Alberto Hernández Gutiérrez**,  
con quien tenía este compromiso.

A todas aquellas personas que no creyeron en mí...

**A mis padres**

**Ana María Rico y Marcos Hernández**

**Este trabajo está especialmente dedicado a ustedes,  
quienes fueron el motivo por el que nunca estuve  
dispuesto a rendirme y que son lo más  
importante de mi vida.**

Oscar



## **A mi madre**

Gracias por todo tu amor, cariño y paciencia...  
Eres un gran ejemplo de fuerza y coraje.  
Dios no me pudo haber dejado en mejores manos que las tuyas.

**“ TE AMO Mami ”**

## **A mi padre**

A quien con gran esfuerzo y honestidad influyó en mí,  
y me enseñó que sólo con lucha y entrega se alcanza lo que se anhela.

**“ LO ADMIRO Y RESPETO ”**

## **A mi hermano Juan Carlos**

Por estar con nosotros cuando más te necesitamos.

## **A mis hermanos Ana Isabel y Alejandro**

Por que a pesar de la distancia siempre los recuerdo.

## **A mi hermana Liliana**

*Espero que esto sea un estímulo para que sigas adelante.*

## **A mis sobrinas (Miringas)**

Adriana, Angélica, Patricia y Nathaly.

## **A mi tía Amada**

A quien en verdad aprecio.

## **A Claudia**

Por que eres un motivo muy especial para superarme,  
*GRACIAS* por estar conmigo en los momentos más difíciles  
y enseñarme a valorar lo que tengo...

**“ TE AMO Claus ”**

## **Agradecimientos**

**A la Universidad Nacional Autónoma de México,  
En especial a la Facultad de Estudios Superiores Cuautitlán (Campo 1).**  
Lugar en donde aprendimos a madurar a base de sacrificios,  
del cual no solo nos llevamos conocimientos...  
También los mejores momentos como estudiantes...

### ***Al Ingeniero Químico Ariel Samuel Bautista Salgado***

Por la ayuda desinteresada para la realización de esta tesis,  
quien nos enseñó que para ser un buen Ingeniero,  
primero se debe ser una persona sencilla.

### **A los sinodales**

Por su revisión y comentarios,  
para el mejoramiento de este trabajo.

### **A la 18<sup>va</sup> Generación de Ingenieros Químicos.**

En especial a Ricardo O., Ivan, Ponciano, José Gpe.,  
con quienes hemos compartido triunfos, decepciones y también  
grandes momentos...

Gracias por su sincera amistad.

## ÍNDICE

Capítulo:	Página:
I. <b>Introducción</b> .....	1
II. <b>Antecedentes</b> .....	5
2.1.     Generalidades.....	9
III. <b>Combustibles (como fuente de calor)</b> .....	13
3.1.     Proceso de Combustión.....	15
3.2.     Características de los combustibles.....	23
3.2.1    Combustibles Gaseosos.....	23
3.2.2    Combustibles Líquidos.....	24
3.2.3    Combustibles Sólidos.....	25
3.3.     Uso de los combustibles.....	28
IV. <b>Clasificación de los HRSG's</b> .....	30
4.1.     En base a los Requerimientos de Vapor.....	31
4.1.1.   Modo Sin Quemado (Unfired).....	31
4.1.2.   Modo con Quemado Suplementario (Supplementary Fired).....	33
4.1.3.   Modo con Quemado Exhaustivo (Exhaust Fired).....	36
4.2.     En base a Diferentes Arreglos.....	38
4.2.1.   Evaporador Tubo de Gases (Fire - Tube).....	38
4.2.2.   Evaporador Tubo - Agua (Water - Tube).....	43
4.3.     En base al Tipo de Circulación.....	46
4.3.1.   Circulación Natural.....	46
4.3.2.   Circulación Forzada.....	49

<b>V.</b>	<b>Partes que componen al sistema HRSG</b> .....	<b>52</b>
5.1.	Economizador.....	53
5.2.	Evaporador.....	57
5.3.	Sobrecalentador.....	60
<b>VI.</b>	<b>Perfiles de Temperatura</b> .....	<b>65</b>
6.1.	Importancia del punto Pinch y del punto de Aproximación.....	68
6.1.1.	Diseño del Perfil de Temperaturas.....	71
<b>VII.</b>	<b>Cálculo del Área Requerida</b> .....	<b>78</b>
7.1.	Tubo de Gases (Fire - Tube).....	80
7.2.	Tubo - Agua (Water - Tube).....	89
7.2.1.	Tubos Normales.....	90
7.2.2.	Tubos Aletados.....	94
7.2.3.	Comparación de los arreglos en Línea vs Alternado y Aletas Sólidas vs Dentadas.....	106
7.3.	Comparación entre tubos Normales y Aletados.....	108
<b>VIII.</b>	<b>Aplicaciones de los sistemas HRSG's</b> .....	<b>109</b>
<b>IX.</b>	<b>Materiales utilizados para prevenir fallas por corrosión en los HRSG's</b> .....	<b>120</b>
<b>X.</b>	<b>Corrosión por alta y por baja temperatura</b> .....	<b>126</b>
10.1.	Corrosión por baja temperatura.....	127
10.2.	Corrosión por alta temperatura.....	133
<b>XI.</b>	<b>Química del Agua para la Generación de Vapor</b> .....	<b>137</b>
11.1.	Generalidades.....	138
11.2.	Química del Agua en la Generación de Vapor.....	140
11.3.	Límites recomendados del Agua en Generadores de Vapor.....	145

<b>Comentarios y Recomendaciones.....</b>	<b>148</b>
<b>Conclusiones.....</b>	<b>152</b>
<b>Bibliografía.....</b>	<b>154</b>
<b>Apéndices.....</b>	<b>163</b>

## **OBJETIVO:**

El objetivo del presente trabajo es realizar un estudio general del sistema HRSG, el cual se presenta como una alternativa para la recuperación de calor de los gases de combustión. Para ello se contemplará información referente a su funcionamiento, clasificación, partes que lo conforman, parámetros que afectan su comportamiento, aplicaciones y perspectivas, con la intención de dar algunas recomendaciones prácticas para su buen funcionamiento. Por lo anterior, se pretende que pueda emplearse como una guía introductoria básica, que contenga los aspectos fundamentales relacionados con el tema.

I

# INTRODUCCIÓN



## I. INTRODUCCIÓN

La transferencia de calor y el diseño de equipo para dicha operación unitaria, continúa siendo una parte central en los procesos de la ingeniería. En décadas recientes el uso de la energía se ha convertido en un punto importante, ya que con el incremento de su costo, es necesario un óptimo empleo de las fuentes caloríficas, lo cual lleva al desarrollo de nuevas técnicas o métodos para hacer más eficiente su consumo. [55]

En la transformación de materiales en los procesos industriales, se debe tener especial cuidado en el uso de la energía para asegurar la máxima eficiencia y minimizar las pérdidas, un ejemplo de ello es el calor de desecho, mismo que representa un desperdicio de combustible, lo cual tiene fuertes impactos económicos e incluso ambientales. [55]

La industria de procesos tiene una particular e importante responsabilidad a este respecto, ya que el calor desechado, se presenta como gases de combustión, los cuales tienen componentes potencialmente nocivos para los seres vivos. La prevención de la contaminación es ahora un factor primordial en el diseño y operación de las plantas de proceso, por tal motivo, el reciclado y reprocesamiento de efluentes se ha vuelto un aspecto muy importante, por lo que recuperar el calor de las corrientes de desecho puede contribuir enormemente en un ahorro de combustible y al mismo tiempo reducir las emisiones de contaminantes. [55] [40]

El calor recuperado de los gases de combustión es empleado para producir vapor, ya que este es de gran importancia para la industria química como medio motriz y de calentamiento principalmente, debiendo cumplir requerimientos de bajo costo. [14]

El presente trabajo tiene como finalidad el conocer como estas corrientes de desecho pueden ser aprovechadas mediante el sistema HRSG, para producir vapor, por lo cual se pretende desarrollar los puntos más importantes para su comprensión.

Debido a que los gases de desecho son generados mediante el proceso de combustión, inicialmente es necesario comprender como se da este fenómeno, además de conocer la temperatura y composición típica de los gases de salida, puesto que la naturaleza de estas corrientes afectan la generación de vapor.

Las necesidades que pueda tener una planta en particular, difieren una de otra, por lo cual en seguida, se analizarán los distintos modos de operación de los HRSG, ya que dicho sistema puede ser adaptado de acuerdo a los requerimientos de vapor, y al modo conveniente para generarlo, sin descuidar algunas variables tales como el flujo másico, temperatura y presión, además de ilustrar los diferentes tipos de circulación existentes para este tipo de sistemas.

Más adelante para el análisis de los HRSG, es conveniente mencionar las partes que lo componen ya que esto nos ayuda a comprender mejor la función de cada equipo y al mismo tiempo el poder trazar los perfiles de temperatura que se forman al poner en contacto los gases de desecho con el agua que será evaporada, y al mismo tiempo nos sirve para entender el punto Pinch, el cual es un parámetro importante en la evaluación del área de transferencia de calor y por consiguiente el tamaño del sistema HRSG.

Posteriormente es importante resaltar el tamaño de estos equipos, ya que por restricciones de espacio, es necesario en ocasiones el empleo de los tubos aletados, los cuales pueden ofrecer diseños más compactos, y a su vez una área de transferencia mayor que con el empleo de tubos normales, sin olvidar las restricciones que el uso de estas tienen, por tanto creemos importante analizar este tipo de superficies.

Otro punto importante en el estudio del sistema HRSG, es la correcta selección de los materiales para la transferencia de calor, ya que con el empleo de los gases de desecho de la combustión, es necesario como se mencionó anteriormente un análisis cuidadoso de los constituyentes, los cuales pueden generar corrosión. Por lo tanto una evaluación incorrecta de los componentes de estos gases puede dar lugar a fallas del equipo.

Adicionalmente se incluye en el trabajo algunos aspectos relacionados con la química del agua, ya que para lograr una buena generación de vapor es necesario que el agua tenga ciertas propiedades para evitar incrustación y mal funcionamiento de los equipos.

Finalmente en base a la información contenida en el presente trabajo, se dan algunas recomendaciones o sugerencias, para el apropiado funcionamiento de estos sistemas.

II

## **ANTECEDENTES**

## 2.1. ANTECEDENTES

Conforme las naciones continúan con la industrialización, se puede pronosticar que la demanda de energéticos crecerá significativamente, así mismo se espera que su precio vaya en aumento a la par con los costos de manufactura. Para controlar estos costos en el futuro, debemos encontrar vías que permitan reducir la energía consumida en los procesos. [36] [32]

Hoy en día esta energía es obtenida en su mayoría de los hidrocarburos (petróleo y sus derivados) o del carbón, los cuales son recursos naturales no renovables, que conforme transcurre el tiempo se irán agotando y por lo tanto incrementando su valor como fuente de energía. Por consiguiente su consumo debe ser desde hoy el óptimo, es decir, aprovechando al máximo el calor que generan.

La industria química es gran consumidora de energía, ya que prácticamente en todas las plantas se necesita calor para llevar a cabo reacciones, calentamiento de agua o corrientes, etcétera, el cual es obtenido mediante el proceso de combustión, generando también calor de desecho. [8]

La recuperación de calor a últimos años ha sido una opción importante para el diseño de procesos, la necesidad de utilizar más racionalmente nuestras fuentes de energía han acentuado de una manera notable el por que es necesaria esta recuperación. Desde hace tiempo, se ha utilizado el precalentamiento del aire como una forma para eficientar la combustión. Así mismo, actualmente ingenieros y especialistas en la conservación de la energía desarrollan más formas para utilizar el calor de desecho. Numerosos estudios y reportes son preparados por ellos, para proyectos donde se buscan obtener beneficios técnico - económicos. [46] [37]

El primer paso en la utilización de la energía de desecho es el identificar el origen de la misma y en donde va a ser aplicada. El segundo paso es buscar la tecnología apropiada para reutilizar este calor y el último paso, es saber cuánto calor está disponible y cuánto es

requerido. [54] En muchas ocasiones la recuperación de calor no solo es justificada por el ahorro de dinero en los costos de operación, ya que en algunos casos, los equipos destinados para tal efecto, son parte integral del proceso, siendo estos clasificados en dos categorías:

***Aquellos que son esenciales por consideraciones económicas***, algunos ejemplos de estos pueden ser los calentadores de aire, economizadores, calentadores de calor de desecho ubicados después de turbinas de gas y calentadores de CO<sub>2</sub> en refinerías. Los generadores de vapor de desechos de combustibles sólidos, pueden formar parte de esta categoría. [51]

***Aquellos que son esenciales por las consideraciones del proceso***, incluyen numerosos intercambiadores de calor de desecho operando en plantas químicas, petroquímicas y fertilizadoras. [51]

Hoy en día la tecnología de recuperación de calor es una respuesta para varios factores, que incluyen:

- Flexibilidad del combustible sobre la vida de la unidad.
- Restricciones de emisiones.
- Riesgos involucrados.
- Análisis Económicos.

Las pérdidas de calor de los gases efluentes son grandes y significativas, estos afectan directamente a los costos de operación, por ejemplo en las plantas de proceso particularmente químicas y refinerías, numerosas corrientes de gases de desecho están disponibles, debido a estas grandes pérdidas. La industria ha trabajado para incrementar la recuperación del calor de dichos gases de combustión antes de que sean desechados a la atmósfera. Es por ello que los HRSG's son ampliamente usados para recuperar la energía de los gases de desecho. Estos sistemas se emplean generalmente en las plantas que utilizan turbinas, cuando los gases de expulsión de estas se pueden usar en una caldera o

para el calentamiento de un proceso. La combinación de la turbina y el HRSG da origen a una planta de gran eficiencia térmica. [53]

Una limitación importante en la recuperación de calor de los gases de combustión, es la *temperatura de rocío* o condensación de los componentes de estos gases, ya que por la naturaleza de los mismos, al pasar al estado líquido son corrosivos, por lo cual se debe de tomar en cuenta la temperatura mínima de envío de los gases de desecho a la atmósfera, previniendo así la corrosión por consideraciones económicas y de selección de materiales para la transferencia de calor.

## 2.1. GENERALIDADES

Los recuperadores de calor para generación de vapor (HRSG's), son ampliamente usados en las plantas de procesos y de potencia para recuperar la energía de una o varias corrientes de gases de desecho, por consideraciones de proceso o económicas [4]. Estos son comúnmente utilizados en las plantas de Ácido Sulfúrico e Hidrógeno, así como en plantas de cogeneración pudiendo ser acoplados a equipos tales como: turbinas de gas, incineradores, hornos, etcétera, con el fin de generar vapor para el proceso o incluso para necesidades de potencia. [2] [39]

En la industria de refinación y petroquímica, el consumo de energía derivada de la combustión de hidrocarburos es alta, de la cual hasta un 80 % es utilizada por los calentadores a fuego directo y calderas, los cuales emanan grandes cantidades de desechos a la atmósfera. Una medida que se ha tomado para disminuir las pérdidas de calor ha sido el incorporar a estos equipos sistemas de precalentamiento de aire, el cual solo mejora la combustión, pero no recupera todo el calor del gas de desecho, es por ello que los sistemas HRSG, pueden también ser acoplados en este tipo de industrias. [49]

En plantas de cogeneración y sistemas de incineración, el propósito de los HRSG's, es maximizar la cantidad de energía recuperada, dependiendo de las restricciones técnicas y económicas. En plantas de procesos químicos, el propósito principal puede ser en lugar de ello, enfriar las corrientes de gases, hasta un nivel de temperatura que se necesita para el proceso, con lo cual el recuperar la energía es bienvenido, pero esto puede pasar a un segundo término, siendo por ello también llamados "Calentadores de Gases de Desecho", de modo que funcionan como superficies de transferencia de calor. [50]

Los HRSG's al operar con turbinas pueden tomar cualquiera de las siguientes formas: Modo de Cogeneración o Ciclo Combinado (Figura 2.1) [6]. En el Modo de Cogeneración, el vapor producido por el HRSG es frecuentemente utilizado para aplicaciones en el proceso, ya que generalmente la energía de salida de las turbinas, se utiliza para generar vapor saturado en el rango de 100 a 300 psi, de baja presión, disponible



para aplicaciones tales como secado y procesos de calentamiento. Mientras que en el Modo de Ciclo Combinado, en contraste el HRSG genera altas presiones, altas temperaturas del vapor, generalmente excediendo de las 750 psi y 700 °F, las cuales son aprovechadas en las turbinas de vapor para producir electricidad. [48] [21]

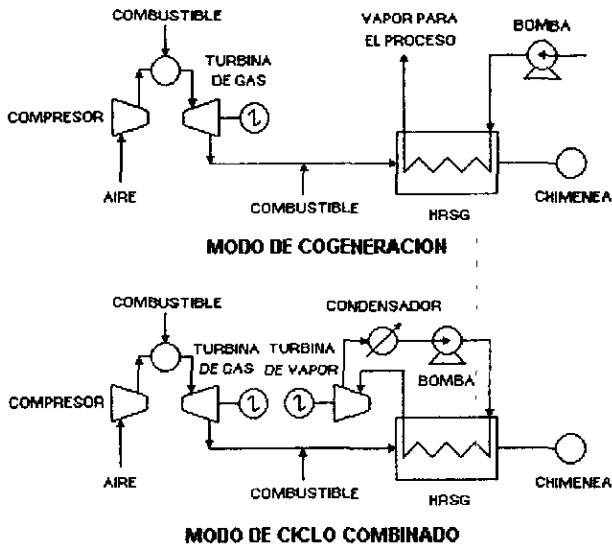


Figura 2.1 HRSG's en modo de cogeneración y de ciclo combinado

En el diagrama anterior, el combustible entra a una cámara de combustión donde el aire es suministrado por un compresor, los gases del producto de esa combustión entran a la turbina, en donde se lleva a cabo una expansión produciéndose un trabajo mecánico, los gases que salen de la turbina contienen un porcentaje de oxígeno, el cual es quemado con la adición de combustible antes de entrar al sistema HRSG, esto con el fin de elevar la temperatura de los gases de combustión para generar vapor al poner en contacto en contracorriente agua suministrada por una bomba.

En el modo de ciclo combinado la operación es muy similar. El único cambio es que el vapor producido entra a una turbina de vapor para generar trabajo mecánico dentro de este ciclo.

El uso inteligente de este tipo de sistemas es vital para la operación eficiente de plantas de cogeneración e igualmente importante en plantas de ciclo combinado, ya que la combinación turbina de gas - HRSG, puede alcanzar una eficiencia del 55 al 60 % en ciclo combinado y en el modo de cogeneración puede ser de hasta 75 al 85 %. [51]

Debido a la escasez de espacio y a la gran cantidad de desperdicios que son generados, cada vez más países recurren a la incineración como medio para deshacerse de la basura, un ejemplo de ello es Japón. Además con el incremento en la producción de la industria del plástico entre otras, y a la incapacidad para reciclar en su totalidad estos desechos, es de gran interés el recuperar el calor de la incineración de productos de hidrocarburos clorinados. Ya que como esta genera una gran cantidad de volúmenes de gases de desecho a temperaturas que van de 500 a 2,000 ° F, el HRSG lógicamente puede ser añadido a estos, teniendo en cuenta que para la especificación de un HRSG para este servicio, el ingeniero debe observar si el gas es sucio, si contiene partículas que pueden generar escoria y si es corrosivo a altas o bajas temperaturas. [48]

Los HRSG's son calentadores por convección, los cuales producen vapor al ponerse en contacto los gases de desecho calientes con el agua de alimentación. Este contacto se da a través de una serie de equipos como son economizadores, que precalientan el agua, evaporadores, que generan vapor saturado y sobrecalentadores, los cuales en conjunto conforman a este sistema. [62] [11]

El HRSG puede tomar varias formas como se verá más adelante, al ser afectado por los parámetros del gas y del vapor, siempre que sea posible, el diseño debe ser optimizado, tomando en cuenta la operación y otros costos de instalación, ya que la generación de vapor está en proporción del espacio disponible y principalmente de la cantidad y algunas propiedades como son temperatura, presión, composición química y pureza del gas, siendo estos algunos factores los que determinan un tipo en particular de HRSG a utilizar.

Este sistema también puede presentar diferentes modos, dependiendo de la cantidad de vapor a producir, por ejemplo, el Modo sin Quemado (Unfired), con Quemado Suplementario o Adicional (Supplementary Fired) y con Quemado Exhaustivo (Exhaust Fired), así mismo diferentes arreglos, tales como el empleo de tubos normales o aletados, que por consideraciones del área de transferencia o espacio pueden ser requeridos. [10] [21]

A su vez, de acuerdo a la forma de como son manejados el gas y el vapor a través del equipo, el HRSG cae dentro de dos tipos: en Evaporador Tubo de Gases (Fired Tube Boilers) en donde el gas fluye por el interior de los tubos y el agua por el exterior de estos. Aquí la energía térmica es transferida desde adentro hacia afuera (en forma radial), mientras que en el otro tipo el Evaporador Tubo - Agua (Water Tube Boiler) el gas fluye por el exterior de los tubos y el agua por el interior de los mismos ya sea por circulación natural o forzada y la transferencia de energía se lleva a cabo desde afuera hacia adentro (en forma axial), dependiendo la elección de las variables manejadas. [12]

La selección óptima de estos dispositivos está en función de las variables y factores antes mencionados y de acuerdo a las necesidades particulares de cada situación, por lo cual no se menciona un arreglo en general de los mismos.

# III

## COMBUSTIBLES

### III. COMBUSTIBLES (COMO FUENTE DE CALOR).

El punto inicial para el desarrollo y especificación de un sistema efectivo de recuperación de calor, es comprender el proceso que genera los gases de desecho, ya que la naturaleza de estas corrientes afectan a la generación de vapor. Los ingenieros involucrados en el desarrollo de equipo de transferencia de calor se han interesado en el proceso de combustión, puesto que este proceso es la fuente de energía para generar vapor o calentar las corrientes del proceso. [2] [10]

Los cálculos de la combustión son de gran interés para aquellos encargados en el diseño de equipo que involucra el quemado de combustibles, la información de la composición, densidad,  $O_2$  libre y  $CO_2$  en el flujo de gases, además de datos de entalpía, calores específicos y conductividad térmica de los gases de desecho, son indispensables para el diseño térmico del equipo de transferencia de calor. [5]

### 3.1. PROCESO DE COMBUSTIÓN

La combustión es el proceso químico en el cual un oxidante reacciona rápidamente con un combustible para liberar energía, la cual se presenta como energía térmica generalmente en forma de gases a alta temperatura, así mismo, pequeñas cantidades de energía electromagnética (luz), energía eléctrica (iones libres y electrones), y energía mecánica (ruido), son también liberadas durante el proceso de combustión. El oxidante para la combustión es el oxígeno, excepto para aplicaciones especiales. [52]

El oxígeno para llevar a cabo la combustión se obtiene del aire, el cual es una mezcla física de nitrógeno, oxígeno, pequeñas cantidades de vapor de agua, CO<sub>2</sub> y gases inertes. Para cálculos prácticos el aire contiene un 20.95% de oxígeno y 79.05% de gases inertes (nitrógeno, argón y otros) por volumen, 23.15% de oxígeno y 76.85% de gases inertes por peso. [52] [43]

Los hidrocarburos convencionales utilizados como combustibles contienen principalmente hidrógeno y carbono, en forma elemental o en varios componentes, su completa combustión produce principalmente CO<sub>2</sub> y agua, a su vez, estos contienen pequeñas cantidades de azufre, que al reaccionar con el O<sub>2</sub> forman SO<sub>2</sub> o SO<sub>3</sub>, además de otras sustancias no combustibles [52]. Los gases de salida son el producto de una completa o incompleta combustión, la cual depende de los siguientes factores:

1. La reacción química de los constituyentes del combustible con el oxígeno.
  2. La cantidad de oxígeno que es suministrado al combustible (mezcla de ambos).
  3. La temperatura en la región de combustión.
- El valor de la reacción es dada por la selección del combustible.
  - Incrementando la cantidad de mezclado o temperatura se incrementa la combustión.

En la combustión completa de los hidrocarburos, todo el hidrógeno y el carbono del combustible es oxidado a CO<sub>2</sub> y agua. Generalmente, para una combustión completa, se

requiere aire u oxígeno en exceso, más allá de la cantidad teórica necesaria, dependiendo del tipo de combustible o del tipo de quemador, esta cantidad se expresa como el porcentaje requerido para oxidar completamente al combustible [52]. En la siguiente tabla, se muestran los porcentajes utilizados para algunos combustibles. [51] [65]

Tabla 3-1. Porcentaje de Aire en exceso requerido.

Combustible	Tipo de Hornos o Quemadores	Exceso de aire, % peso
Carbón Pulverizado.	Horno enfriado completamente con agua para remover ceniza seca o escorias.	15-20
	Horno parcialmente enfriado con agua para remover cenizas secas.	15-40
Carbón Triturado.	Horno ciclónico con succión o presión.	10-15
Carbón	Parrillas con distribución de la alimentación y Parrillas en movimiento con alimentación en la parte inferior del quemador	15-50
Aceite Combustible	Quemadores de aceite, Quemadores de varios combustibles, y de flama uniforme.	5-10
		10-20
Coque natural y Gas de refinería	Quemadores registradores y de varios combustibles.	5-10
		7-12
Corriente de gases para Horno	Quemador intertubo tipo difusionador.	15-18
Madera	Tipo Hoff y Dutch.	20-25
Bagazo	Varios Hornos.	25-35
Licor Negro	Hornos recuperadores para procesos Kraft y pulpa de sodio	5-7

Fuente [51]

La combustión incompleta, ocurre cuando los elementos del combustible no son completamente oxidados en el proceso de combustión, es decir hasta la formación de agua y CO<sub>2</sub>, formando compuestos parcialmente oxidados tales como: CO, aldehidos y cetonas.

Las condiciones que promueven una combustión incompleta incluyen:

## 1. Aire insuficiente

A partir del análisis de los productos de la combustión, se puede observar si se está llevando a cabo en la forma correcta, es decir, si la cantidad de aire suministrado es la suficiente y si no lo es, tomar las medidas necesarias para remediarlo; generalmente se instalan ventiladores como elementos que auxilian el proceso de combustión. Por lo tanto, es conveniente instalar a la salida de los productos de la combustión un analizador de gases. [26]

## 2. Tiempo de residencia insuficiente de los reactivos en la flama

Para proporcionar al combustible y su oxidante un tiempo de residencia que permita la combustión completa y constante, se instalan dispositivos llamados quemadores, los cuales mezclan los reactivos en proporciones adecuadas, estos son diseñados de acuerdo al tipo de combustible a quemar [41]. La selección y especificación debe ser hecha con mucho cuidado, ya que la operación del quemador afecta directamente el comportamiento del horno [63]. Estos quemadores deben cumplir con los siguientes requerimientos:

- Un modelo de flama compatible con la geometría del horno.
- Una flama estable a bajas condiciones de operación.
- Habilidad para el manejo de un amplio rango de combustibles.
- Operación con baja formación de NO<sub>x</sub>.
- Fácil mantenimiento y acceso.

Cabe señalar que son necesarios mecanismos que permitan la mejor difusión de los combustibles, ya que al tener una mejor distribución de éstos, la mezcla con el aire de alimentación mejorará, así también el tiempo de permanencia de los mismos en la flama.

Otro aspecto importante es el tamaño de la cámara de quemado, la cual no debe de saturarse con un exceso de reactivos o incluso con productos de la combustión.



Algunos puntos importantes para el diseño de hornos son:

1. La forma que se requiere para el desarrollo correcto de las flamas.
2. Altura necesaria para complementar la combustión
3. Enfriamiento que se necesita para el control de la temperatura.
4. Disposición de los quemadores que han de utilizar el volumen aprovechable.
5. Elevación a la que se colocarán los quemadores para controlar el calor de los gases de salida.
6. Disposición de la cámara que encierra al horno, de manera que se eviten hasta el mínimo las acumulaciones de cenizas y que asegure el fácil retiro de estas.
7. Disposición de las superficies de absorción de calor de tal manera que impartan una temperatura uniforme a los gases de salida, al pasar estos a la parrilla de escorias.
8. Disponer las proporciones de tal manera, que se obtenga la mayor superficie de absorción de calor por unidad de volumen del horno.
9. Determinación de la altura de la pared de agua en tal proporción, que satisfaga los requisitos de la circulación del agua (en calderas de circulación natural).

El volumen y la forma del horno están en función directa de la forma y tamaño de la flama, que dependen a su vez del tipo de combustible y del dispositivo para quemarlo. [56]

### **3. Choque térmico de la flama con alguna superficie fría**

La longitud de la flama es un parámetro muy importante que afecta a la operación del horno; tradicionalmente la flama debe ser corta y bien definida la cual previene el choque de la flama y daño a los tubos del horno. La clave para obtener una flama corta es incrementar el exceso de aire hasta que la flama sea azul y corta, además de tomar en cuenta la geometría del horno. [63]

Los problemas frecuentes de la estabilidad de la llama son atribuidos también al sistema de transporte del mismo, o al sistema de alimentación de aire, donde se pueden originar variaciones transitorias. [53]

Si las flamas chocan contra la pared del horno antes de que se complete la combustión, será preciso que se instale enfriamiento por agua, o que la pared sea revestida con material refractario. El enfriamiento por contacto con la superficie relativamente fría, extinguirá la flama, produciendo humo y hollín. [56]

En los casos en que se requiera de enfriado auxiliar en los hornos para mantener una temperatura estable de la flama, los mecanismos de enfriamiento deberán ser diseñados en tal forma que no afecten el proceso de combustión.

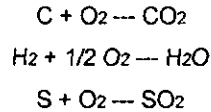
#### **4. Baja temperatura de la flama**

La temperatura de la flama depende del tipo de combustible, de la falta o exceso de aire, así como de la temperatura de ambos; como observamos, la cantidad de aire suministrado vuelve a ser una variable importante, por lo cual se debe de tener especial cuidado.

**La base del éxito de la combustión, requiere de la detección de los factores que la afectan, y a su vez la corrección de los mismos, garantizándonos esto la máxima eficiencia de la combustión y la generación de calor.**

La combustión incompleta, puede ser peligrosa ya que la producción de monóxido de carbono y otros gases como los NOx y SOx, contribuyen a la contaminación del medio ambiente.

El aire teórico es la cantidad exacta de aire requerido para una completa combustión. Los tres componentes básicos de los combustibles de hidrocarburos son completamente quemados por las siguientes reacciones:



Se requiere aire seco para la combustión, sin embargo, debido a la humedad relativa, siempre está presente en el aire algo de humedad, la cual puede ser calculada por:

$$M = 0.622P_w / (14.7 - P_w) \quad (3-1)$$

en donde:  $P_w$  = Presión Parcial del vapor de agua en el aire = (Humedad Relativa)(Presión de Saturación del vapor a la temperatura requerida)

$M$  = Humedad

A 80 °F y 60 % de humedad relativa, las cuales son dadas como un estándar de aire por la ABMA (American Boiler Manufacturers Association), 0.013 lbs de agua están presentes por libra de aire seco [43]. Por lo tanto, el aire húmedo para la combustión es 1.013 veces, para varias temperaturas de bulbo seco y condiciones de humedad relativa basados en la ecuación (3-1), es decir, la humedad relativa debe ser considerada, ya que puede alterar la cantidad del aire requerido para la combustión, por lo cual un exceso de aire húmedo debe ser agregado, de acuerdo a lo mencionado anteriormente.

La composición de los gases de salida es generalmente expresado en % en volumen y los combustibles sólidos y líquidos son expresados en % en peso.

## **Cálculos para la Combustión**

Los cálculos de la cantidad de aire requerido para la combustión y la cantidad de gases de desecho generados durante la misma son necesarios para determinar la eficiencia, estos se realizan en varias formas:

- El método de moles (para gases).
- El método de peso molecular (para sólidos y líquidos).
- El método de BTU (basado en el tipo de combustible).

De todos estos métodos se obtienen valores similares, siendo el más simple el método del BTU, el cual puede ser usado por los ingenieros de planta para calcular el exceso de aire ya que este no requiere de un análisis de gases, los procedimientos de estos cálculos se describen con detalle en la referencia. [51]

## **Cartas para simplificar los cálculos de combustión y pérdidas de calor**

Los detalles del cálculo para la estimación del aire, cantidad de gases de desecho o pérdidas en calentadores, siempre son bienvenidos, sin embargo, los ingenieros de planta frecuentemente utilizan nomogramas para obtener estas cantidades y tener una idea rápida del régimen de operación (ver apéndice). [51]

## **Temperatura Adiabática de Flama**

La temperatura adiabática de flama es la temperatura máxima que puede ser alcanzada por los productos de la combustión, este dato es requerido para el diseño de calentadores.

El valor de la entalpía de los gases de desecho (hg) en la temperatura adiabática de la combustión (Tc), es igual a la suma del calor de combustión, del calor sensible en el combustible y del calor sensible en el aire, dividido por el peso de los productos de combustión. El valor de Tc no es alcanzado en la práctica debido a las pérdidas de calor al ambiente y otros factores.

La temperatura teórica de la combustión es afectada por el exceso de aire y la temperatura del aire precalentado, esta puede ser calculada por la siguiente ecuación:

$$t_c = \frac{[LHV + A\alpha HHV C_{pa} (t_a - 80) / 10^6]}{[(1 - (\%ceniza / 100) + (A\alpha HHV / 10^6))] C_{pg}} \quad (3-2)$$

en donde: LHV = menor valor calorífico del combustible, BTU/lb

HHV = mayor valor calorífico del combustible, BTU/lb

A = aire teórico requerido por millón de BTU quemado, lb

$\alpha$  = factor de aire en exceso

$t_a$  = temperatura del aire, °F

$t_c$  = temperatura de combustión, °F

$C_{pa}$  = calor específico del aire, BTU/lb °F

$C_{pg}$  = calor específico de los gases de combustión, BTU/lb °F

Tabla 3-2. Datos típicos de combustibles para la estimación de  $t_c$

Tipo de Combustible	Ceniza	HHV	LHV	A
Aceite Combustible	-	19,500	18,400	745
Gas Natural	-	18,880	17,100	732
Gases de Alto Horno	-	1,150	1,130	575
Ligeros de Refinería	-	22,170	20,330	725
Carbón Bituminoso	8	12,990	12,460	760

Fuente [51]

Otra forma para la obtención de  $t_c$  se muestra en el apéndice B figuras 1,2 y 3, las cuales son un método gráfico simplificado. [51]

### 3.2. CARACTERÍSTICAS DE LOS COMBUSTIBLES

Los combustibles de hidrocarburos generalmente son clasificados de acuerdo a su estado físico (sólido, líquido y gaseoso). Diferentes tipos de equipos de combustión son necesarios para quemar los combustibles por su diferente estado físico. Los combustibles gaseosos pueden ser quemados en quemadores difusionales o de premezclado que tienen la ventaja de su estado gaseoso. Los quemadores de combustible líquido deben tener un medio para atomizar o vaporizar el combustible en pequeñas burbujas o en vapor para el quemado y proveer una mezcla adecuada de aire y combustible. Finalmente el equipo para la combustión de sólidos debe tener:

1. Un calor de combustión para vaporizar suficiente cantidad de volátiles e iniciar una combustión sustancial.
2. Dar el tiempo de residencia para una combustión completa.
3. Contar con un espacio para contener las cenizas.

#### 3.2.1. COMBUSTIBLES GASEOSOS

**Gas Natural.** El gas natural es un combustible que se obtiene del interior de la corteza terrestre. Se encuentra mezclado con petróleo crudo cerca de los yacimientos del mismo o en yacimientos separados. La manera más común en la que se le encuentra es atrapado entre el petróleo y una capa rocosa impermeable. En condiciones de alta presión se mezcla o se disuelve en aceite crudo. [53]

Las composiciones típicas del gas natural usado para la combustión incluyen: metano  $\text{CH}_4$  (70 a 96%), etano  $\text{C}_2\text{H}_6$  (1 a 14%), propano  $\text{C}_3\text{H}_8$  (0 a 2%), dióxido de carbono  $\text{CO}_2$  (0 a 2%), oxígeno  $\text{O}_2$  (0 a 1.2%), nitrógeno  $\text{N}_2$  (0.4 a 17%). Esta composición depende del origen geográfico; por seguridad, se añaden aromas de mercaptanos al gas natural para impartirle un olor característico. Los valores de calentamiento del gas varían ligeramente de 900 a 1,200  $\text{BTU}/\text{ft}^3$ , el rango usual es de 1,000 a 1,050  $\text{BTU}/\text{ft}^3$  a nivel del mar. Si no se

conocen los valores de calentamiento para un gas en particular, puede ser calculada si se conoce su composición. [52]

Tabla 3-3. Análisis del Gas Natural.

Fuentes del Gas	1	2	3	4	5
Análisis % en volumen					
H <sub>2</sub>	-	-	1.82	-	-
CH <sub>4</sub>	83.40	84.00	93.33	90.00	84.10
C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	-	-	0.25	-	-
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	15.80	14.80	-	5.00	6.70
CO	-	-	0.45	-	-
CO <sub>2</sub>	-	0.70	0.22	-	0.80
N <sub>2</sub>	0.80	0.50	3.40	5.00	8.40
O <sub>2</sub>	-	-	0.35	-	-
H <sub>2</sub> S	-	-	0.18	-	-
Cont. Final % en peso					
S	-	-	0.34	-	-
H <sub>2</sub>	23.53	23.30	23.20	22.68	20.85
C	75.25	74.72	69.12	69.26	64.84
N <sub>2</sub>	1.22	0.76	5.76	8.06	12.90
O <sub>2</sub>	-	1.22	1.58	-	1.41
Gravedad Especifica	0.636	0.636	0.567	0.600	0.630
HHV	-	-	-	-	-
BTU/ft <sup>3</sup> a 60 °F y 30 inHg	1,129.00	1,116.00	964.00	1,002.00	974.00
BTU/lb de combustible	23,170.00	22,904.00	22,077.00	21,824.00	20,160.00

Fuente [51]

### 3.2.2. COMBUSTIBLES LÍQUIDOS

Los principales combustibles líquidos derivados del petróleo se obtienen mediante la destilación fraccionada del crudo. Usualmente contienen pequeñas cantidades de azufre, oxígeno, nitrógeno, vanadio y trazas de otros metales, así como impurezas tales como vapor de agua y sedimentos. La refinación produce una variedad de combustibles (gases de

petróleo, gasolina, keroseno, combustibles de jets, diesel y otros ligeros). Los hidrocarburos pesados son refinados para dar origen a otros productos (aceites lubricantes, ceras, asfalto, etc). [53]

Los aceites combustibles se clasifican de acuerdo a su viscosidad, el más ligero con el grado 1 y el más pesado con el grado 6. Los números 5 y 6 requieren calentamiento para facilitar su bombeo y quemado. La tabla 3 nos da un análisis de los aceites combustibles. Debido a su bajo costo, el aceite con grado 6 es más ampliamente utilizado para la generación de vapor. El rango de cenizas contenidas va del 0.01 a 0.5 %; las cenizas contienen compuestos de vanadio, sodio y azufre los cuales pueden ser responsables de la corrosión. [52]

**Tabla 3-4. Análisis de Aceites Combustibles.**

Grado de Aceites Combustibles, % peso	No. 1	No. 2	No. 4	No. 5	No. 6
Azufre	0.01-0.5	0.05-1.0	0.2-2.0	0.5-3.0	0.7-3.5
Hidrógeno	13.3-14.1	11.8-13.9	(10.6-13.0)*	(10.5-12.0)*	(9.5-12.0)*
Carbón	85.9-86.7	86.1-88.2	(86.5-89.2)*	(86.5-89.2)*	(86.5-90.2)*
Nitrógeno	NIL-0.1	NIL-0.1	-	-	-
Oxígeno	-	-	-	-	-
Cenizas	-	-	0.0-0.1	0.0-0.1	0.01-0.5
°API	40-44	28-40	15-30	14-22	7-22
lb/gal	6.87-6.71	7.39-6.87	8.04-7.30	8.1-7.68	8.51-7.68
Punto de Fusión, °F	0 a 50	0 a 40	-10 a 50	-10 a 80	15 a 85
Centistokes a 100 °F	1.4 - 2.2	1.9 - 3.0	10.5 - 65.0	65.0 - 200.0	260.0 - 750.0
HHV, BTU/lb	19,670.0 - 19,860.0	19,770.0 - 19,750.0	18,280.0 - 19,400.0	18,100.0 - 19,020.0	17,410.0 - 18,990.0

Fuente [51] \* Valores Estimados.

### 3.2.3. COMBUSTIBLES SÓLIDOS

Los combustibles sólidos incluyen carbón, coque, madera y productos de desecho de operaciones industriales, de ellos, solo el carbón es ampliamente usado para aplicaciones de calentamiento, ya que es abundante en la naturaleza. [52]



La compleja composición del carbón hace que su clasificación se dificulte. Químicamente, el carbón mineral consiste de carbono, hidrógeno, oxígeno, nitrógeno, azufre y residuos minerales, así como de cenizas. El interés principal en el uso del carbón, es el calor que es generado por unidad de masa del mismo, siendo esto afectado por las cenizas y el polvo que se produce al quemarlo. [52]

El carbón es agrupado en tres grandes tipos, basados en sus propiedades:

- Antracita
- Bituminoso
- Lignítico

El Antracita, es en su mayor parte carbono con una pequeña cantidad de materia orgánica, por lo cual genera polvo.

El Bituminoso por otro lado, tiene mayor cantidad de materia volátil y es fácilmente quemado cuando se pulveriza; si es impropriadamente quemado, genera mucho humo y hollín.

El Lignítico, tiene una gran cantidad de materia volátil incluyendo un alto porcentaje de *dióxido de carbono*. [51]

Para los ingenieros que utilizan el carbón para la combustión y generación de vapor o procesos de calentamiento, se requiere la siguiente información:

- Análisis aproximado o final
- Características de las cenizas
- Valor de calentamiento
- Triturado y pulverizado

El análisis aproximado determina la humedad, materia volátil y cenizas. El análisis final nos proporciona la humedad, contenido de carbón, hidrógeno, azufre, oxígeno,

nitrógeno y cenizas en por ciento en peso. Con este análisis de los gases de salida, los cálculos de combustión y pérdidas de calor son obtenidos con mayor exactitud. [51]

Las cenizas del carbón generan problemas en los hornos, superficies de transferencia de calor, ventiladores y colectores de polvo. La mayor parte de esta ceniza conduce a altos contenidos de polvo en el gas de desecho, creando problemas de corrosión, en los calentadores, típicamente el 80 % de las cenizas salen con los gases de desecho. El carbón bituminoso, contiene bastante azufre y metales alcalinos, los cuales producen corrosión en donde se deposita la ceniza. [51]

**Tabla 3-5. Temperaturas de Fusión y contenido de cenizas del Carbón**

Tipo	Bituminoso bajo en V	Bituminoso alto en Volátiles				Sub- bituminoso	Lignítico
Cenizas base seca %	12.30	14.10	10.87	17.36	6.60	6.60	12.80
Azufre base seca %	0.70	3.30	3.53	4.17	0.50	1.00	1.10
Análisis de cenizas % peso							
SiO <sub>2</sub>	60.00	47.27	37.64	47.52	48.00	24.00	41.80
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	30.00	22.96	20.11	17.87	11.50	20.00	13.60
TiO <sub>2</sub>	1.60	1.00	0.81	0.78	0.60	0.70	1.50
Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	4.00	22.81	29.28	20.13	7.00	11.00	6.60
CaO	0.60	1.30	4.25	5.75	25.00	26.00	17.60
MgO	0.60	0.85	1.25	1.02	4.00	4.00	2.50
Na <sub>2</sub> O	0.50	0.28	0.80	0.36	1.20	0.20	0.60
K <sub>2</sub> O	1.50	1.97	1.60	1.77	0.20	0.50	0.10
TOTAL	98.80	98.44	95.74	95.20	97.50	85.40	84.30

Fuente [51]

### 3.3. USO DE LOS COMBUSTIBLES

Las aplicaciones principales de los combustibles incluyen el servicio de calentamiento industrial, comercial, residencial; calentamiento de agua y generación de vapor. Los más empleados para esas aplicaciones son gas natural y licuado de petróleo, combustibles aceitosos, diesel, combustibles de turbinas de gas y carbón. [52]

Su uso está basado en uno o más de los siguientes aspectos:

- I. Factores del Combustible.
  - Disponibilidad.
  - Economía.
  - Limpieza.
  - Almacenamiento.
  
- II. Factores del Equipo de Combustión.
  - Requerimientos de Operación.
  - Costo.
  - Mantenimiento.
  - Facilidad de Manejo.

Así mismo, las bases para la selección de los mecanismos destinados a quemar combustibles, son determinados por las características del o de los combustibles que han de emplearse. El diseñador tiene que considerar no solamente el tipo o los tipos de estos que puede usar, sino también su valor calorífico y sus propiedades, ya que como se sabe de esos valores depende el calor que es generado y la cantidad de combustible a utilizar, por tal motivo, es conveniente que los equipos sean diseñados con cierta flexibilidad para el uso de los combustibles, no solamente por consideraciones económicas puede recomendarse el cambio de estos, sino que puede ser alguna necesidad la que oblige a ello.

Por los factores antes mencionados, el gas natural actualmente es uno de los combustibles más utilizados para la generación de vapor, por las características de limpieza de los gases de su combustión, este no genera problemas para la operación en los HRSG's, teniendo menos necesidades de mantenimiento, a diferencia de los combustibles sólidos que generan hollín y cenizas.

## **IV**

# **CLASIFICACIÓN DE LOS HRSG's**

.....

## IV. CLASIFICACIÓN DE LOS HRSG's

### 4.1. CLASIFICACIÓN EN BASE A LOS REQUERIMIENTOS DE VAPOR

El HRSG, genera vapor en determinada calidad y cantidad, lo que depende del calor aprovechable para el intercambio del mismo. [1]

Una vez que son conocidos el calor que va a ser recuperado y los requerimientos de vapor, se debe elegir el tipo de HRSG que va a ser acoplado al sistema. Dependiendo de la cantidad de vapor producido, el HRSG puede ser clasificado en 3 categorías:

- Sin Quemado (Unfired).
- Con Quemado Suplementario (Supplementary Fired).
- Con Quemado Exhaustivo (Exhaust Fired).

En los dos últimos tipos mencionados, se inyecta combustible adicional a la corriente de gases, con el fin de aumentar la generación de vapor, ya que se incrementa la temperatura de los gases de desecho a la entrada de los HRSG's. Cabe señalar que en ambos casos hay una mejora en la eficiencia de la operación. [21]

Tabla 4-1. Temperaturas de entrada de los gases de combustión a los HRSG y generación de vapor

Tipo de Sistema	Temperatura del gas de entrada °F	Relación Gas/Vapor
Sin Quemado	800-1,000	5.5-7.0
Con Quemado Suplementario	1,000-1,700	2.5-5.5
Con Quemado Exhaustivo	1,700-3,200	1.2-2.5

Fuente [2]

#### 4.1.1. MODO SIN QUEMADO (UNFIRED)

Si la energía de los gases es suficiente para producir el vapor de la planta, se selecciona un HRSG sin Quemado. Dependiendo del equipo, si este emplea gas como

combustible, la temperatura típica de los gases de combustión a la entrada del HRSG, debe estar en el rango de 800 a 1,050 °F. La figura 4.1 muestra un diseño de dos pasos con un sobrecalentador, un evaporador y un economizador. Este diseño ocupa un espacio pequeño. El haz de tubos del evaporador está dividido en dos partes por el uso de un baffle. Los gases fluyen a través de el sobrecalentador y en la parte media del fondo del evaporador, hacen un giro de 180°, regresando y atravesando la parte alta del evaporador dentro de un economizador. Este es generalmente implementado, cuando el flujo de los gases de salida son menores a 200,000 lb/hr y cuando se genera vapor a un solo nivel de presión. [21]

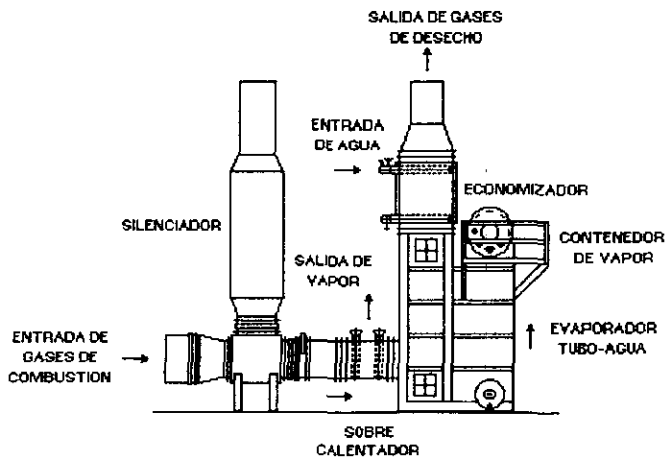


Figura 4.1. HRSG sin Quemado (Unfired) de dos pasos, con sobrecalentador, evaporador y economizador.

La figura 4.2 muestra el diseño de un solo paso, cuando el flujo de gas excede las 200,000 lb/hr o cuando el vapor debe ser generado en múltiples presiones. Es preferible el uso de este tipo de diseño, ya que de otro modo, el tamaño del HRSG sería muy grande. Otro de los beneficios del empleo de este tipo de equipos es la fácil adaptación de reductores catalíticos, para remover el NOx o el CO, que son generados.

Aproximadamente el 60 % de los HRSG adquiridos hoy en día, son del modo sin quemado (unfired), debido a su bajo costo inicial. [1]

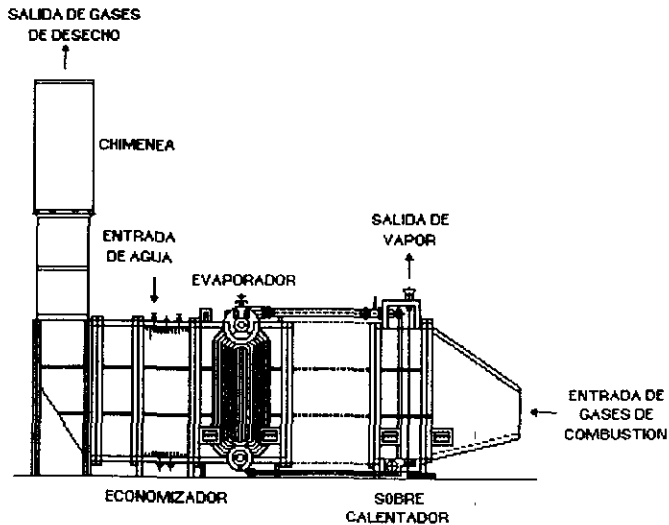


Figura 4.2. HRSG sin Quemado (Unfired) de un paso

#### 4.1.2. MODO CON QUEMADO SUPLEMENTARIO (SUPPLEMENTARY FIRED)

El Quemado Suplementario es algunas veces llamado Encendido Auxiliar, este se lleva acabo a la salida de los gases para elevar la temperatura de la corriente de los mismos y así generar vapor adicional. [2]

Este tipo de HRSG no difiere mucho al del modo sin quemado (Unfired), excepto por el tamaño del contenedor, con una superficie de transferencia de calor mayor, ya que genera más grandes cantidades de vapor y además por la selección del material de los tubos para el manejo de gases a alta temperatura.



La producción de vapor del HRSG anterior puede ser fácilmente duplicada al introducir combustible, como se observa en la tabla 4-2, el costo adicional del combustible es bajo, en comparación con el gran incremento en la flexibilidad de la operación. [50]

Tabla 4-2 Efecto del Quemado Suplementario

Efecto del Quemado Suplementario sobre la eficiencia del sistema.			
Modo	Sin Quemado	Con Quemado Suplementario	Con Quemado Exhaustivo
Flujo de Gas, lb/hr	150 000	150.000	150.000
Temperatura de Entrada del Gas, °F	900	900	900
Temperatura de Quemado, °F	900	1,281	1,707
Carga Térmica del Quemador, MM BTU/hr	0	16.81	37.52
Flujo de Vapor, lb/hr	22,780	39,843	60,090
Combustible Adicional, lb/hr	0	850 *	1,950 *
Presión de Vapor, PSI	200	200	200
Temperatura de Entrada del Agua, °F	240	240	240
Temperatura de Salida del Gas, °F	326	315	311
Carga Térmica del Evaporador, MM BTU/hr	22.66	39.71	59.88
Eficiencia del Sistema, %	68.70	79.20	84.00

Fuente [1] \* Valores estimados en base al apéndice B figura 6

En esta tabla se observa que con el incremento de la temperatura de encendido, la eficiencia del sistema también se incrementa, así como la cantidad de vapor.

El HRSG que se muestra en la figura 4.3 es de un solo paso, el cual cuenta con un ducto de quemado, siendo muy semejante al descrito anteriormente, la selección de un paso o dos, dependerá del espacio y de las consideraciones del arreglo. [48]

Los ductos de quemado, son usados para elevar la temperatura de los gases de salida alrededor de 1,700 °F. Estos pueden emplear combustibles tales como gas natural o destilados de aceites pesados [50]. El límite de 1,700 °F, se fija por el diseño de materiales específicamente del envolvente, el cual es protegido de los gases calientes por un material adecuado que varía de 6 a 10 in de grosor. [2]

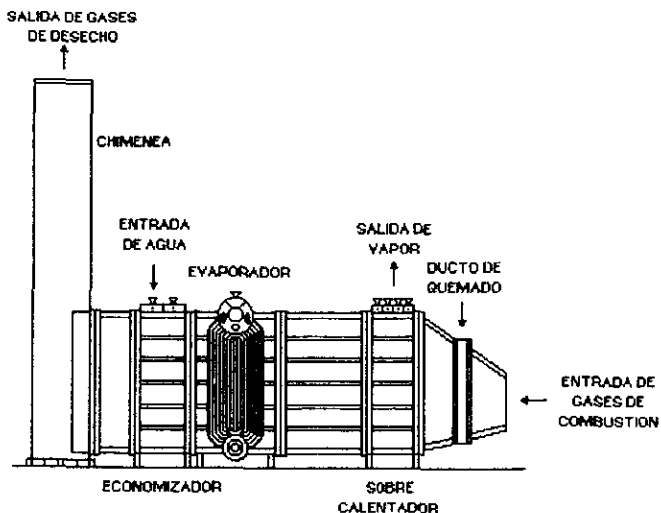


Figura 4.3 HRSG con quemado Suplementario (Supplementary Fired) y ducto de quemado

La figura 4.4 muestra esquemáticamente un ducto de quemado

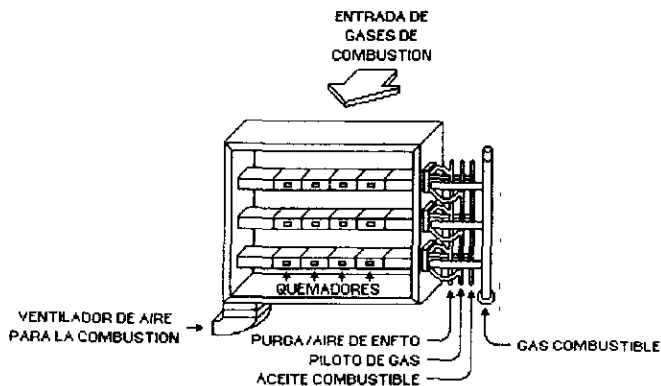


Figura 4.4 Ducto de quemado para un HRSG con Quemado Suplementario

### 4.1.3. MODO CON QUEMADO EXHAUSTIVO (EXHAUST FIRED)

El HRSG con quemado Exhaustivo se muestra en la figura 4.5. Los rangos de temperatura de quemado van de los 1,700 a 3,000 °F. La unidad posee un horno enfriado totalmente por agua, con el fin de mantener la temperatura de la flama lo más cercana posible a la temperatura de combustión adiabática. El quemador usado generalmente por este tipo de dispositivos, es un quemador con regulador de entrada de aire o collarín, también puede ser usado un ducto de quemado para temperaturas mayores a los 2,400 °F. El gas de salida de la turbina se usa para calentar el aire para la combustión, Una ventaja de estos HRSG, es que pueden quemar combustibles sólidos como el carbón al usar quemadores con regulador de aire. [1]

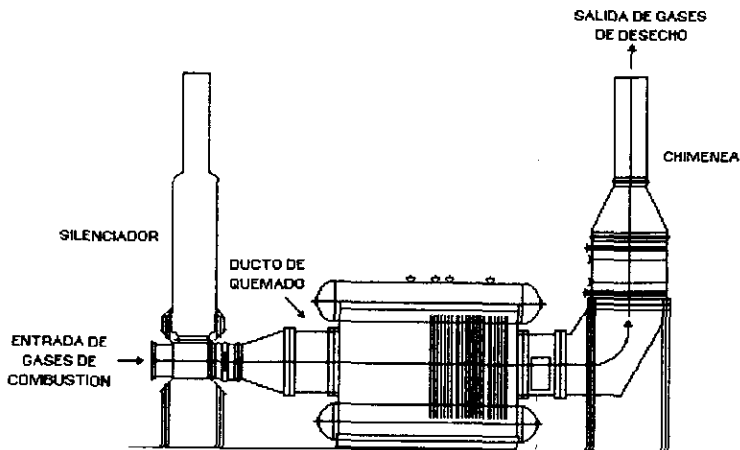


Figura 4.5 HRSG con quemado Exhaustivo (Exhaust Fired)  
y ducto de quemado

La caída de presión a través del regulador de aire del quemador es alta (entre 4 y 6 in de columna de agua). Estas unidades operan típicamente a una sola presión, ya que la temperatura de salida del gas es disminuida a bajos niveles (en el orden de 300 °F) a diferencia de los HRSG sin quemado y con quemado suplementario los cuales tienen altas

temperaturas de salida de los gases si son utilizados sistemas de presión sencilla, además el modo con quemado Exhaustivo no permite el uso de aislamientos como en los anteriores casos, por el rango de altas temperaturas manejadas, así mismo, su diseño emplea generalmente más tubos normales que aletados, por la razón antes mencionada [1]. El evaporador, tiene una sección radiante, seguida por una sección de convección; después de abandonar el evaporador, los gases pasan a través del economizador.

## 4.2. EN BASE A DIFERENTES ARREGLOS

Los evaporadores Tubo de Agua (Water - Tube) y Tubo de Gases (Fire - Tube) son ampliamente usados en la industria de procesos químicos, refinerías y sistemas de incineración, para recuperar energía de las corrientes de gases de desecho y generar vapor; para la selección de uno u otro más adelante se mencionarán algunos puntos importantes que deben considerarse. [22]

- Los evaporadores Tubo de Gases son utilizados con pequeñas cantidades de gases de desecho sin importar mucho lo sucios que estos sean, por lo cual generan bajas presiones de vapor. [57]
- Los evaporadores Tubo de Agua por el contrario, operan con cantidades grandes de gases que contengan pocas partículas; estos pueden generar mayores presiones de vapor. [57]

Los siguientes son también parámetros importantes en la selección de los evaporadores:

1. Presión de vapor requerida.
2. Agua de alimentación disponible para el calentador (presión, temperatura y química del agua).
3. Cantidad de los gases de desecho.
4. Temperatura.
5. Presión de operación y caída presión permisible.
6. *Composición y Concentración de los gases (incluyendo ácidos y sales).*

### 4.2.1. EVAPORADORES TUBO DE GASES (FIRE - TUBE)

En este tipo de evaporadores, las corrientes de los gases calientes fluyen por dentro de los tubos, mientras que vapor saturado a baja presión es generado por fuera de los mismos, estos pueden tener uno o varios pasos del gas a través del equipo. En el diseño de

un paso, las corrientes de los gases calientes entran al tubo, transfiriendo el calor que llevan hacia el fluido que pasa por fuera del mismo, si el tamaño del evaporador es limitado debido al espacio, la longitud de este puede ser reducida por un diseño de dos pasos. [50] [68]

Dependiendo de la limpieza del gas, el tamaño del tubo puede variar de 1.5 a 3.5 in de diámetro exterior, si estos son sucios como en las aplicaciones de incineradores de sólidos municipales, el evaporador debe ser de un diseño de varios pasos, en donde el primer paso es de un diámetro en el rango de 30 a 48 in en la coraza y los pasos subsiguientes consisten de tubos con diámetros menores. [12]

Existen diseños de un paso en la coraza o del tipo de contenedor elevado. Los evaporadores con un paso en la coraza son más baratos en comparación con los de contenedor elevado; si el flujo de calor a la superficie es rápida debido a la alta temperatura o al elevado coeficiente de transferencia de calor (como sucede en las plantas de hidrógeno en el reformado de gas) o ambos, o si es deseado un vapor con alta pureza, un evaporador con contenedor elevado con bajantes externos y elevadores es usado. Fig 4.6

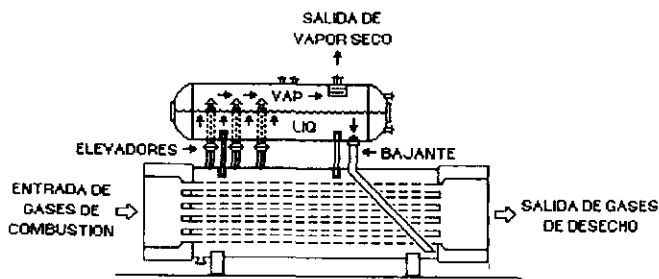


Figura 4.6 Evaporador Tubo de Gases (Fire - Tube)  
con contenedor de vapor elevado.

Un contenedor de vapor elevado, permite el uso de internos para almacenar el vapor con la pureza requerida. El evaporador con un paso en la coraza, solo tiene un pequeño

espacio para elaborar y purificar el vapor, además de que este equipo no puede ser instalado sin el espacio requerido, de ahí que vapor con humedad de 2 a 3 ppm podrá ser solamente generado. [50]

Los evaporadores tubo de gases tienen una aplicación en incineradores relativamente pequeños generando vapor a baja presión para el proceso, aunque estos pueden ser diseñados con sobrecalentadores y secciones de convección, no son apropiados para usar con grandes incineradores municipales. La configuración del evaporador se ilustra esquemáticamente en la figura 4.6. [45]

Estos calentadores deben ser restringidos para incineradores o quemadores de líquidos y gases con corrientes de desecho limpias para evitar incrustación, taponamiento y corrosión. Las incrustaciones que se forman dentro de los tubos del calentador dan como resultado restricciones de flujo y diferencias térmicas como expansión en la tubería. [45]

Los equipos tubo de gases, son poco más costosos para bajas capacidades de generación de vapor de baja presión que los Tubo - Agua. La caída de presión también es mayor comparado con los del tipo Tubo - Agua para las mismas cargas, los cuales pueden ser pequeños con grandes superficies. [50]

### **Guía de Selección para Evaporadores Tubo de Gases (Fire - Tube)**

1. **Generalmente limitados para bajas presiones de vapor, como máximo 1,400 psig.** Para la misma presión el espesor requerido por los tubos está sujeto a la presión externa, que es mayor comparada con los tubos sujetos a presión interna. El espesor de la pared del tubo también se incrementa con la presión. Así el peso del haz de tubos y por lo tanto el costo se incrementan con presiones altas comparados con los diseños Tubo - Agua.

2. **Adecuado para altas presiones de gas.** En las plantas de Hidrógeno por ejemplo los vapores del gas llegan a presiones muy elevadas que van desde las 300 a las 600 psig, es más fácil el manejo de esas corrientes en los evaporadores tubo de gases que en los tubo -

agua. Las superficies del evaporador están localizadas dentro de grandes recipientes a presión si se utiliza un diseño tubo - agua, haciéndolo muy costoso.

**3. Si los vapores del gas son sucios y contienen polvo, estos son más fáciles de manejar en un evaporador tubo de gases, ya que solamente los tubos deben ser limpiados, mientras que en los evaporadores tubo - agua, tanto la coraza así como la superficie externa de los tubos se ensucian y son difíciles de limpiar. Sin embargo si los vapores del gas contienen constituyentes incrustables como en las plantas de incineración de desechos municipales, la limpieza del evaporador es más fácil en los diseños tubo - agua que cuenten con sopladores de hollín o mecanismos de limpieza.**

En la parte de entrada del tubo que conecta al evaporador tubo de gases, la limpieza es difícil. Una manera de manejar esta situación es usar un evaporador Multi - Paso. El primer paso puede ser diseñado con tubos largos y los pasos subsecuentes pueden tener tubos más pequeños.

4. Cuando una gran carga es transferida con un bajo punto Pinch como en la turbina de gases de salida del evaporador, el área de la superficie así como la longitud requerida y la caída de presión del gas se vuelven muy grandes, lo cual da una aplicación muy costosa. Con un evaporador tubo - agua uno puede utilizar tubos aletados para las situaciones de limpieza y así hacer que el tamaño del evaporador sea menor y por consiguiente la caída de presión del gas disminuirá, así como el costo. Comparando velocidades, el coeficiente de transferencia de calor dentro de los tubos es menor en comparación con el del exterior de los tubos normales; de ahí que los evaporadores tubo - agua con tubos normales son en ocasiones más preferidos que los tubo de gases.

5. Los evaporadores tubo de gases pueden manejar altas temperaturas del gas en el orden de los 2,400 °F si la pared del tubo es diseñada apropiadamente. La pared del tubo se recubre con materiales refractarios o ferrosos que son usados para transferir el flujo de calor hacia la pared del mismo dentro de tubos en donde una mezcla de vapor de agua los mantiene fríos. El uso de refractarios minimiza la diferencia de temperaturas a través de



la pared del tubo por lo cual se recomienda cuando la temperatura del gas excede los 1,800 °F.

6. Alta pureza de vapor puede ser obtenido con el uso de un contenedor de vapor elevado externo con internos.

7. **Un economizador y un sobrecalentador pueden ser adicionados si son requeridos.**

En los evaporadores tubo - agua es fácil separar el evaporador y colocar un sobrecalentador en la zona de baja temperatura en una sección cubierta, mientras que con un evaporador tubo de gases la elección de localización de ambos es a la entrada o salida del evaporador. Alternativamente dos evaporadores tubo de gases pueden construirse con un sobrecalentador en medio de estos, pero esta es una propuesta muy costosa.

8. Dado que el volumen y el peso del agua en un evaporador tubo de gases es mayor comparado con un evaporador tubo - agua, **la respuesta a los cambios en las cargas son mejores en los tubo - agua, mientras que en los tubo de gases esto es muy lento.**

#### 4.2.2. EVAPORADORES TUBO - AGUA (WATER - TUBE)

En este tipo de evaporadores el vapor es generado en el interior de los tubos, mientras que el gas fluye por la coraza. fig 4.7.

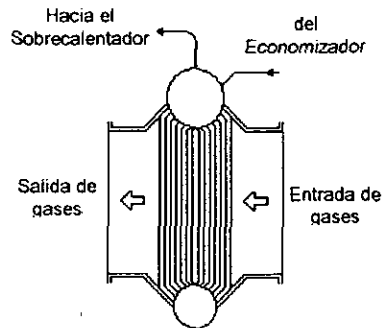


Figura 4.7 Evaporador Tubo - Agua

Son usados en aplicaciones tales como incineradores de desechos municipales o efluentes de lechos fluidizados de crackers catalíticos entre otros. [8]

Si la corriente del gas es limpia tal como en los gases de turbinas, tubos con superficies extendidas a menudo llamados tubos aletados pueden ser usados. El empleo de este tipo de tubos hace que el diseño sea compacto ya que pueden operar con un flujo de calor alrededor de 50 a 150,000 de BTU/ft<sup>2</sup>hr a diferencia de los tubos normales los cuales operan en un rango de 10 a 30,000 BTU/ft<sup>2</sup>hr. [7] [12]

## **Guía de Selección para Evaporadores Tubo Agua (Water - Tube)**

- 1. Son convenientes para aplicaciones de alta temperatura y presión del vapor. Así como en unidades de gran capacidad, excediendo 1'000,000 lb/hr de vapor o flujo de gas y presiones de 1,000 a 2,500 psi.**
- 2. Superficies extendidas pueden ser usadas para hacer su diseño compacto si la corriente de gas es limpia. Comparando con los evaporadores tubo de gases, un evaporador tubo - agua es mucho menor en dimensiones y tamaño, particularmente si el flujo de gas es mayor de 100,000 lb/hr y con una caída de presión menor de 20 a 50 %. [8]**
- 3. Varios tipos de combustibles pueden ser quemados con facilidad incluyendo combustibles sólidos y sucios.**
- 4. Si la corriente del gas es sucia, se pueden tomar precauciones para hacer la limpieza de los tubos usando sopladores; adicionalmente un espaciamiento amplio puede ser utilizado en regiones de alta temperatura para minimizar los depósitos de escoria.**
- 5. La respuesta al cambio en las cargas es rápida, puesto que el volumen o peso del agua en el diseño tubo de humos es mayor que en el tubo - agua.**
- 6. No se permite una mala evaluación de la química del agua debido a las altas presiones y flujos, ya que las incrustaciones pueden conducir a un sobrecalentamiento de los tubos, por tanto fallas en la tubería pueden ocurrir más fácilmente que en los evaporadores tubo de gases.**
- 7. Los coeficientes de transferencia de calor son más altos para tubos normales en los evaporadores tubo - agua que en los diseños tubo de gases, por lo tanto las áreas superficiales pueden ser menores (entre un 15 a 25 % de diferencia), para una caída de presión similar.**

8. Un evaporador tubo - agua es más costoso para flujos de gas en rangos pequeños, de 50,000 lb/hr o menores comparado con los evaporadores tubo de gases; pero son más baratos para flujos másicos mayores.

9. Mayor atención debe de ponerse en el diseño mecánico tal como en soportes, expansiones y circulación de la mezcla vapor - agua especialmente para el caso de altas presiones.

### 4.3. EN BASE AL TIPO DE CIRCULACIÓN

Para remover el calor proporcionado por los gases de combustión de las superficies del HRSG, es necesario prever una circulación adecuada del agua y del vapor en una dirección determinada, a través de todos los circuitos del sistema. El flujo de agua y vapor dentro del HRSG es llamado circulación.

El agua al calentarse, pierde densidad y tiende a elevarse hacia la parte superior del recipiente; a la inversa, el agua tiende a desplazarse hacia el fondo. Si el agua es calentada hasta su temperatura de ebullición, se forman pequeñas burbujas de vapor; como el vapor es mucho más ligero que el agua, se eleva rápidamente y este movimiento del vapor ocasiona turbulencia y circulación. [56]

**El diseño de los HRSG's puede ser de circulación natural o de circulación forzada, como se describirá más adelante.**

Los HRSG de circulación natural son más comunes en los Estados Unidos, a diferencia de Europa donde la unidades de circulación forzada son más utilizadas. La selección del tipo de calentador, si es de circulación natural o forzada se basa en la experiencia de los diseñadores y constructores. [51]

#### 4.3.1. CIRCULACIÓN NATURAL

La circulación natural en evaporadores (Tubo - Agua y Tubo de Gases) es ampliamente usada en la industria de procesos químicos. Esta generalmente es más preferida que la de circulación forzada, en donde una bomba asegura el flujo de la mezcla vapor - agua a través de los tubos.

En el HRSG de circulación natural, los tubos se acomodan verticalmente y el gas fluye horizontalmente. El ancho de varios módulos esta limitado por consideraciones de espacio. Así el HRSG puede tener módulos de 12 ft de ancho y de 30 a 50 ft de alto. [1]

La figura 4.8 muestra un HRSG típico tubo - agua de circulación natural de gases de desecho con un contenedor externo con tubos bajantes y elevadores. [64]

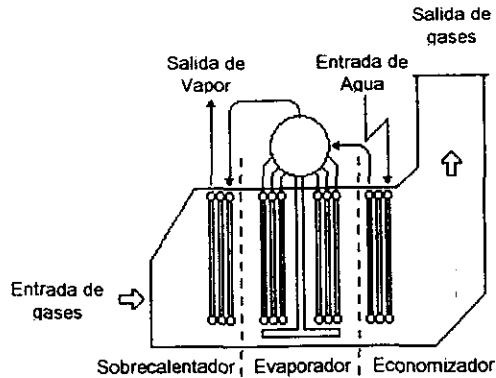


Figura 4.8 HRSG de circulación Natural

El agua de alimentación entra al contenedor ya sea de un economizador o de un deaerador. Esta se mezcla con el agua y el vapor dentro del contenedor; los tubos bajantes acarrear el agua caliente saturada hacia el fondo del evaporador y los tubos elevadores acarrear la mezcla vapor - agua hacia el contenedor de vapor, donde la separación se lleva a cabo, para que posteriormente pase a un sobrecalentador. [57]

La cantidad de mezcla que fluye a través del sistema es determinado por el cálculo del valor de circulación (CR), el cual está definido como la relación de la masa de la mezcla vapor/agua de la generación de vapor, este flujo debe ser el adecuado para enfriar los tubos y prevenir el sobrecalentamiento. [57]

En el diseño de circulación natural como su nombre lo indica, no es necesario el empleo de bombas ya que la circulación es estabilizada por la densidad diferencial entre los tubos bajantes, los elevadores y sus resistencias hidráulicas [4]. Un aumento del diferencial de densidades, tiende a aumentar el flujo, pero será obstaculizado por las pérdidas de impacto, fricción del fluido y turbulencia, las que tienden a reducir el flujo. [56]

El agua que baja (a temperatura de saturación o un poco menos), no debe acarrear burbujas de vapor. Los circuitos de ascenso (a la temperatura de saturación o más), arrastran una mezcla de vapor y agua hacia el contenedor de vapor. La menor densidad de la mezcla dentro de los tubos elevadores, proporcionan la fuerza que mantiene la circulación. [56]

A medida que la presión aumenta, el diferencial de densidades entre el flujo descendente y ascendente va disminuyendo. Para mantener un régimen determinado de circulación, es necesario aumentar la altura vertical del sistema circulatorio, es por ello que en las unidades de este tipo tienden a ser altas. Cabe señalar que en estos sistemas, es necesario eliminar todo el vapor de agua de circulación antes de que entre en los tubos de bajada. [56]

Estas unidades son ordinariamente diseñadas para trabajar en el rango del 50 al 70 % por volumen del vapor a la salida de los tubos, dependiendo de la presión del mismo. El resultado de la diferencia de densidades puede dar velocidades del agua en los tubos de 5 a 10 ft/seg. [58]

Los circuitos de circulación natural tienen una buena operación con valores de circulación (CR) en el rango de 4 a 8 para altas presiones de vapor (1,550 a 2,100 psig) en evaporadores industriales. En evaporadores de calor de desecho, el CR puede estar en el rango de 15 a 50 a bajas presiones de vapor (200 a 1,000 psig). El valor de circulación (CR) debe ser usado en conjunto con el flujo de calor, presión de vapor, tamaño de los tubos, orientación, rugosidad de los tubos, calidad del agua, etcétera, para comprender el proceso de evaporación y su funcionamiento. [3]

Los HRSG para circulación natural pueden estar en el rango de 100 a 250,000 BTU/ft<sup>2</sup>hr. [4]

Los fenómenos de circulación natural, constituyen un estudio sumamente complejo, que debe descansar con firmeza en una sólida experiencia y pruebas experimentales. Cuando la circulación natural es la fuerza impulsora, el diseñador no tiene completo control.

### 4.3.2. CIRCULACIÓN FORZADA

En un HRSG de circulación forzada, la mezcla de vapor y agua es circulada a través del evaporador de tubos usando una bomba, la cual está colocada en el exterior, para forzar a pasar al agua y al vapor por los circuitos internos de la unidad, independientemente de las tendencias circulatorias naturales; en estos sistemas los tubos están colocados en forma horizontal y el flujo de gas en forma vertical, ver figura 4.9. [56] [1]

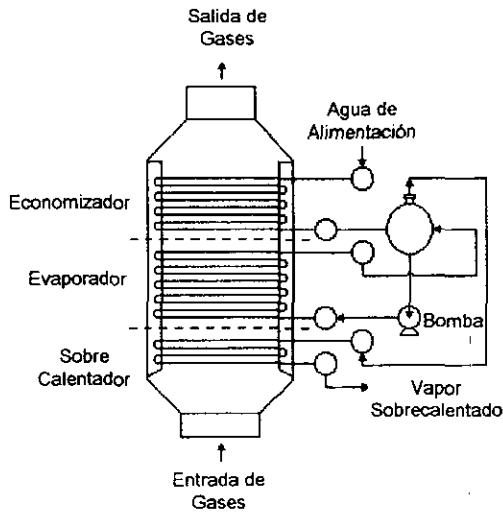


Figura 4.9 HRSG de circulación Forzada

La circulación forzada obliga al agua a fluir a través de todos los circuitos generadores de vapor en la dirección deseada, se pueden seleccionar tubos de diámetro pequeño, para incrementar los coeficientes de transferencia de calor. La caída de presión en el evaporador suele ser grande.

Con el empleo de la circulación forzada, no son necesarios grandes ductos para el paso del agua y del vapor, con su disposición tan cuidadosamente estudiada para la promoción de la circulación natural. Estas limitaciones desaparecen ya que las bombas pueden vencer cualquier resistencia al flujo. [56]



El sistema de circulación forzada es capaz de proporcionar coeficientes muy altos de evaporación y puede ser diseñada para altas velocidades de los gases de combustión. [56]

El valor de la circulación es usualmente diseñado para dar velocidades del agua a la salida de los tubos de 10 a 20 ft/seg con 40 a 70 % de volumen de vapor a la salida [58]. El valor de circulación (CR) es generalmente seleccionado en el rango de 3 a 6. [4]

La circulación forzada como ya se mencionó es ampliamente usada en Europa y existen modelos muy compactos. Sin embargo, el ahorrar espacio debe ser analizado contra los costos de capital, costos de operación y los riesgos asociados con el uso de las bombas.

## **VENTAJAS**

1. No está sujeto a la inestabilidad y dificultades que presenta la circulación natural.
2. Construcción más compacta (tubos más pequeños y por tanto peso más ligero).
3. Flexibilidad en la operación.
4. Vapor de más alta calidad (manteniendo una velocidad adecuada de la mezcla vapor - agua, se consigue una mejor separación).
5. Se establece una temperatura más uniforme y se reduce el diferencial de expansión.
6. Reducción de la altura.

## **DESVENTAJAS**

1. Por necesidades de bombeo se eleva la demanda de fuerza auxiliar en el sistema.
2. Empleo de aparatos de control automáticos, que son costosos y sujetos a fallas.
3. Unidades de equipo de bombeo por duplicado.
4. Diseño complicado.
5. Mayor capacitación a los operadores para el manejo, operación y mantenimiento.

El tiempo de arranque para las dos opciones (Natural y Forzada) no difiere significativamente y en ambos casos, la transferencia de calor total es gobernada principalmente por el bajo coeficiente del lado del gas, el cual no es significativamente afectado por la orientación de los tubos.

Otros aspectos de diseño de los HRSG tales como perfiles de temperatura, diseño de coraza, uso de superficies extendidas son similares entre unidades de circulación natural y forzada. [1]

**V**

**PARTES QUE COMPONEN AL  
SISTEMA HRSG**

## V. PARTES QUE COMPONEN AL SISTEMA HRSG

### 5.1. ECONOMIZADOR

Para aprovechar la mayor cantidad de calor posible de los gases de combustión, se acostumbra instalar equipo de recuperación en donde quiera que los ahorros en la operación justifiquen los costos de instalación.

En un HRSG el economizador representa otra sección de intercambio de calor, destinada a recuperar calor de desperdicio de los gases de desecho, para retornarlo, en forma útil al agua de alimentación, antes de que esta entre al evaporador. Este calor recuperado, mejora la economía de la unidad y de este hecho se deriva su denominación de Economizador. [56]

Los economizadores absorben el calor de los gases de combustión que ya tienen una temperatura relativamente baja después de que ya han pasado por las secciones de sobrecalentamiento y evaporación; la temperatura típica de salida de los gases de estos dispositivos está en el rango de 300 a 350 °F. [59] [23]

El economizador está formado por una sección de tubos los cuales pueden ser normales o aletados, a través de los cuales pasa el agua de alimentación antes entrar al evaporador; los gases de combustión pasan por los tubos del economizador y de esta manera calientan el agua de alimentación, como se muestra en la figura 5.1 [56]. Generalmente los economizadores se diseñan solo para precalentar el agua y no para evaporarla.

Los economizadores pueden diseñarse para operar con flujo forzado, para transferir calor por convección, utilizando tubos a los cuales se les hace llegar el agua de alimentación a una presión superior a la que opera el evaporador y con una velocidad correspondiente a la capacidad de producción de vapor. [59]

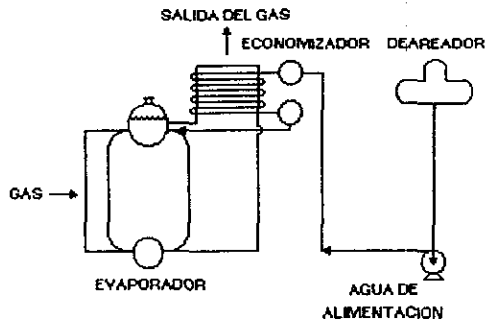


Figura 5.1 Economizador en un sistema de recuperación de calor

Pueden clasificarse como economizadores horizontales o verticales, de acuerdo con el arreglo geométrico de los tubos; de flujo longitudinal o cruzado, según la dirección del gas con respecto a los tubos. El tamaño depende de la temperatura del agua de alimentación y la temperatura deseada a la salida de los gases de combustión. [59]

Dependiendo del tipo de ducto, el economizador puede ser arreglado por varios caminos. La figura 5.2 muestra estas posibilidades. En la figura 5.2a el economizador está colocado después del evaporador, con flujo de gas vertical. En la 5.2b economizador está arreglado con dos pasos del lado del gas, en la 5.2c tiene un solo paso horizontal del gas. [50]

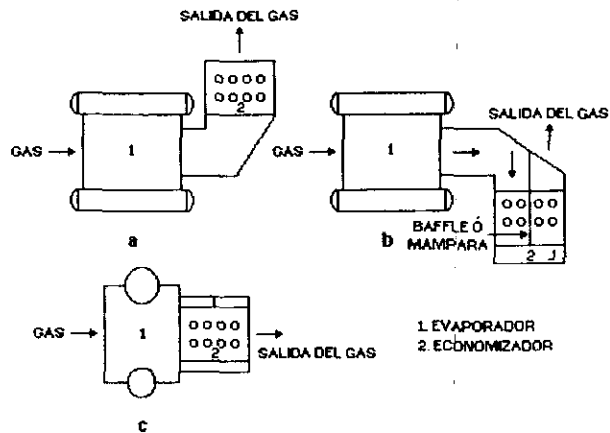


Figura 5.2 Arreglos del Economizador.

Los siguientes puntos deben ser analizados antes de que sean instalados los economizadores:

**Económico.**

Involucra la estimación del costo de capital del equipo y costos operacionales que deben ser considerados. Siempre que un economizador es instalado, una caída de presión adicional del gas debe ser tomada en cuenta.

**Problemas de corrosión por punto de rocío.**

Si los gases son enfriados por debajo del punto de rocío, probablemente se deposite ácido en las superficies provocando riesgos de corrosión de los tubos y otros problemas para la transferencia de calor. Por lo tanto la información de los puntos de rocío es necesaria y vital para diseñar los economizadores. Entonces es recomendable hacer un análisis de composición de los gases de desecho, ya que dicha temperatura varía de acuerdo a su composición. Generalmente el punto de rocío se encuentra entre 250 °F y 300 °F.

**Tubos Normales o Aletados.**

El ingeniero debe analizar sus opciones antes de seleccionar cualquiera de los dos. Generalmente, los tubos ordinarios conducen a tamaños y diseños más grandes y con mayor caída de presión en el gas así como en el agua, por otro lado los tubos aletados ofrecen diseños más compactos ya que presentan áreas de transferencia de calor mayores, como se describirá más adelante.

## 5.2. EVAPORADOR

El evaporador es otra sección del sistema HRSG y también representa otra zona de intercambio de calor, el cual recibe el agua proveniente del economizador, generalmente a una temperatura cercana a la de saturación de esta. El evaporador es instalado en el trayecto de los gases de combustión, para que el agua absorba el calor necesario y de esta manera pase a la fase vapor. El vapor saturado pasa a un contenedor y posteriormente se dirige hacia el sobrecalentador para proseguir con el proceso de calentamiento de acuerdo a las necesidades requeridas, ver figura 5.3. Como ya se ha mencionado, los evaporadores son generalmente clasificados en Evaporadores Tubo de gases y Evaporadores Tubo - Agua, de acuerdo a la disposición de los fluidos y en base al tipo de circulación natural o forzada.

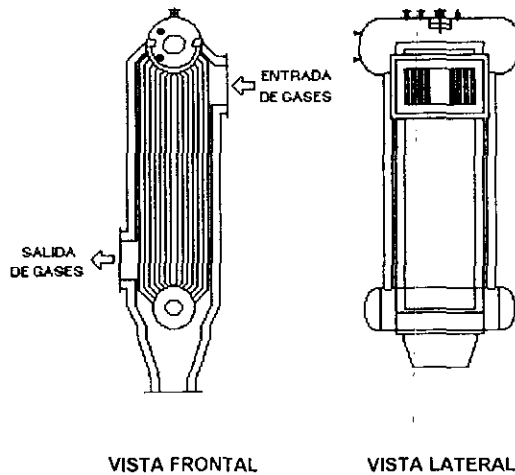


Figura 5.3 Evaporador

El punto inicial en el diseño de un evaporador de tubos, es la estimación del coeficiente total de transferencia de calor. [51]

La figura 5.4a muestra un diseño de dos pasos. En este tipo de diseño, el gas hace un giro de 180° después de pasar por el primer paso. El fondo y la parte alta del evaporador



de tubos está separado por un plato baffle. Este diseño ofrece una gran flexibilidad en términos de entrada y salida del gas. La entrada del gas puede ser por el fondo o por la parte superior, así mismo la salida; este diseño ocupa poco espacio.

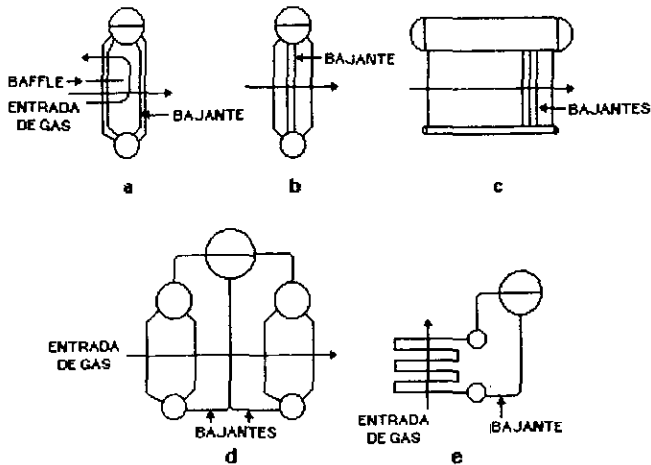


Figura 5.4 Diferentes configuraciones de los Evaporadores

La figura 5.4b muestra el diseño de un solo paso del gas. Los tubos bajantes pueden localizarse en el interior o en el exterior de la coraza a la trayectoria del gas, los tubos del evaporador actúan como elevadores. En este tipo de evaporadores la altura no tiene limitaciones, pero el ancho depende del espacio disponible.

La figura 5.4c es ampliamente usada en diseños de evaporadores para aplicaciones de gases sucios y un gran número de tubos normales son requeridos. Las ultimas hileras del evaporador actúan como bajantes y el resto como elevadores.

La figura 5.4d muestra varios módulos que son conectados en paralelo a través del sistema de tubos bajantes y elevadores hacia el contenedor de vapor. Este tipo tiene

limitaciones de espacio ya que un modo múltiple puede ser requerido ya que cada uno puede construirse con 22 a 24 hileras.

La figura 5.4e muestra un diseño de circulación forzada con elevadores y bajantes externos en los cuales se utiliza una bomba para asegurar el flujo de la mezcla vapor - agua a través de los tubos. [50]

Cuando la temperatura del gas es muy alta, la primera mitad del evaporador por donde fluyen los gases puede consistir de tubos normales, mientras que la parte media alta puede estar formada por tubos aletados de alta densidad, como en el caso de la figura 5.4a.

Dependiendo del material y del tipo de la aleta, la temperatura máxima permisible para el uso de estas varía; por ejemplo para aletas de acero la máxima temperatura es de 1,000 °F, mientras que para otras aleaciones, esta temperatura es distinta como se muestran en la tabla 5 -1. [9] [61]

Tabla 5-1 Máxima Temperatura permisible de algunos materiales para aletado

Máxima Temperatura Permisible (°F)	Material
850	Acero al Carbón
1,100	11 - 13 Cr - Ni
1,500	18 - 8 Cr - Ni

Fuente [61]

No es una regla general, pero en los evaporadores de calor de desecho, en los cuales se tiene flujo de gas vertical, los tubos se acomodan horizontalmente y el evaporador es normalmente diseñado para circulación forzada; y con flujo de gases horizontales, el evaporador usualmente opera con circulación natural. [33]

### 5.3. SOBRECALENTADOR

La adición de calor al vapor después de la evaporación, es acompañada por un aumento en la temperatura, volumen y entalpia del fluido. La producción de vapor a temperaturas mayores que la de saturación recibe el nombre de sobrecalentamiento. El calor se agrega al vapor en los dispositivos llamados sobrecalentadores, los cuales se componen de bancos de tubos expuestos a gases de combustión a alta temperatura. Como se muestra en la figura 5.5.

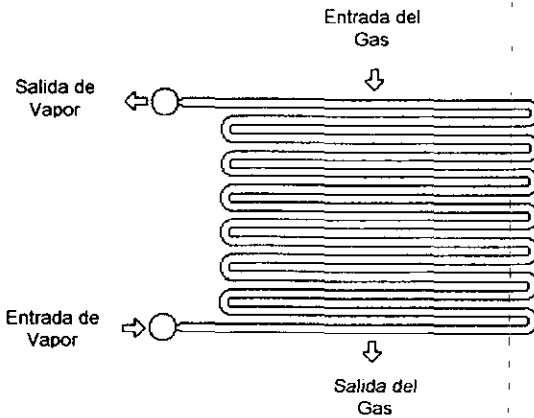


Figura 5.5 Arreglo del Sobrecalentador.

Las ventajas del sobrecalentamiento en la generación de potencia son resultado de la ganancia termodinámica en el ciclo Rankine. Con presiones y temperaturas altas del vapor se dispone de más energía útil para la generación de potencia.

El ciclo ideal para una planta de fuerza de vapor, es el ciclo Rankine que se muestra en la figura 5.6.

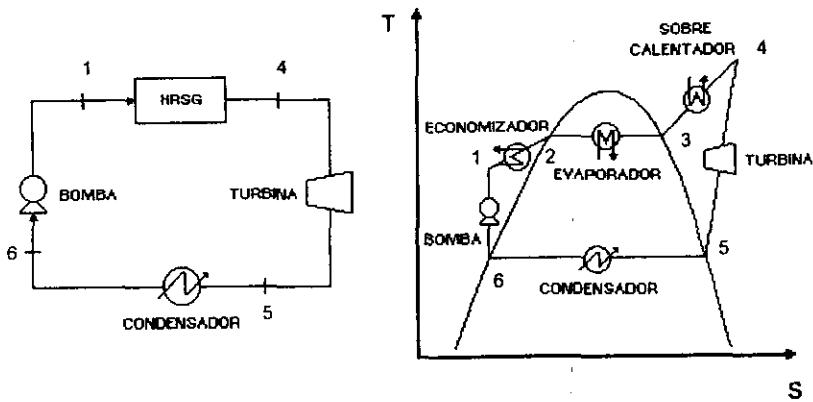


Figura 5.6 Ciclo Rankine

De 1 a 2 se lleva a cabo el precalentamiento del agua hasta el punto de ebullición, de 2 a 3 es una vaporización, de 3 a 4 es el sobrecalentamiento del vapor, de 4 a 5 es una expansión adiabática reversible, de 5 a 6 es la condensación del vapor a presión y temperatura constantes y de 6 a 1 es un bombeo. [76]

Con los efectos del sobrecalentamiento figura 5.7, se observa que el trabajo se incrementa por el aumento del área sombreada.

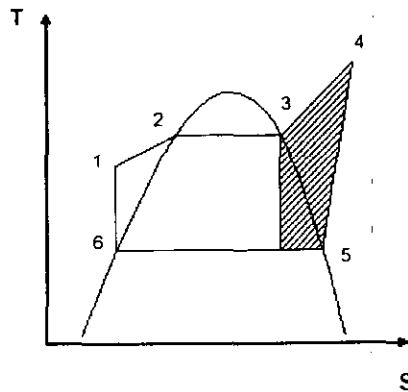


Figura 5.7 Efectos del sobrecalentamiento en el rendimiento del ciclo Rankine

El vapor sobrecalentado no tiene arrastres de humedad; en consecuencia es menos abrasivo y corrosivo que el vapor saturado húmedo, que contiene pequeñas gotas de agua. Para el impulso de una turbina, la condición de sequedad es imperativa, ya que en cuanto aumenta la humedad, baja la eficiencia de la turbina y la abrasión de las aspas aumenta. [59]

**Los sobrecalentadores son una parte del sistema HRSG y se clasifican en dos grandes grupos, radiantes y de convección, de acuerdo con el método predominante de la transferencia de calor hacia las superficies absorbentes del mismo.**

El grado de sobrecalentamiento deseado y la cantidad de calor absorbido dependen sobre todo de su localización además de la disposición de las superficies absorbentes del calor, las diferenciales de temperatura entre el gas, el tubo y el vapor. El calor transferido de los gases a alta temperatura, por radiación y/o convección, es conducido a través de las paredes metálicas de los tubos e impartido al vapor a alta velocidad que fluye dentro de ellos.

Los sobrecalentadores de tipo radiante, se disponen para exposición directa a los gases del horno; por lo tanto la transferencia de calor es principalmente por radiación, estos generalmente operan a altas temperaturas de pared del tubo, por lo cual estas unidades deben ser cuidadosamente diseñadas. [38] [30]

Estos no implican restricción alguna en la elección del combustible. También permiten mantener temperaturas de salida del horno más bajas. Su superficie de alta capacidad de absorción de calor, mejora el estado de limpieza del horno ya que al reducir la temperatura de salida de los gases por debajo del punto de fusión de las escorias, contribuye a la eliminación de depósitos pegajosos sobre las superficies de convección de los tubos. [56]

La principal preocupación en el diseño de los sobrecalentadores para calor radiante es que pueden sufrir desperfectos por sobrecalentamiento o por expansión. El sobrecalentamiento puede ser causado por:

1. Choque de las flamas.
2. Gasto de vapor inadecuado.
3. Adherencia de escorias.

El choque de la flama puede ser corregido por ajuste del quemador y/o aumentando la distancia entre la flama y el sobrecalentador radiante; el gasto de vapor a través de los tubos del sobrecalentador debe ser lo suficientemente alto como para mantener las temperaturas del metal dentro de un intervalo seguro de operación y asegurar la buena distribución de flujo a través de todos los tubos, la adherencia de escorias es evitada con dispositivos más eficientes de purificación de vapor. Los dos últimos conceptos también aplican para los sobrecalentadores por convección. [56] [38]

Los sobrecalentadores por convección son instalados más allá de la salida del horno, es decir que se instalan en el trayecto de los gases de combustión, donde las temperaturas del gas son más bajas que las de las zonas en las que se usan sobrecalentadores del tipo radiante.

La temperatura del vapor requerida determinará la posición del sobrecalentador de convección; para temperaturas altas generalmente es más económica su instalación lo más cerca posible del fuego, en donde tendrá contacto con gases más calientes. [38]

Los sobrecalentadores pueden diseñarse con tubos normales o para hacerlo más compacto pueden utilizarse tubos aletados, dependiendo de las características del gas. También dependiendo del tipo de arreglo y por consideraciones de espacio, varios tipos de sobrecalentadores pueden ser viables. La figura 5 8 muestra algunos tipos. [50]

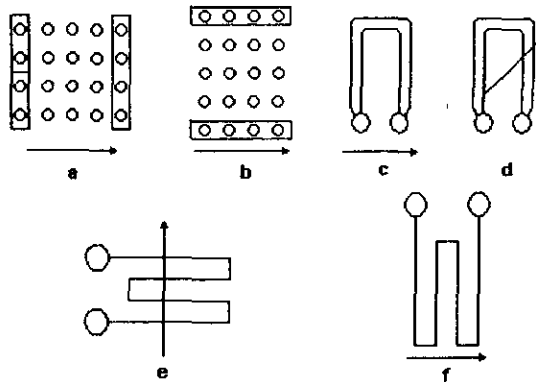


Figura 5.8 Configuraciones de Sobrecalentadores

La figura 5.8a muestra un sobrecalentador con tubos horizontales y flujo de gas vertical con dos pasos, la 5.8c muestra una unidad usada para un pequeño grado de sobrecalentamiento y donde el espacio es una preocupación. La figura 5.8e puede ser utilizada en cualquier situación; este diseño es de tubos horizontales y la dirección del flujo vertical. La figura 5.8f muestra un sobrecalentador para unidades grandes, un poco amplias para aplicaciones en turbinas de gas. Los tubos están en posición vertical y el flujo de gas es horizontal. [50]

El flujo de gases a través del sobrecalentador, es regido por:

1. Temperatura del gas (tipo del combustible, condiciones de la combustión).
2. Temperatura permisible de los tubos (materiales de construcción).
3. Caídas de presión (espaciamiento de los tubos, dirección del flujo de los gases y formación de escorias).

**VI**

**PERFILES DE TEMPERATURA**



## VI. PERFILES DE TEMPERATURA

El punto inicial en el diseño de un buen sistema HRSG es la evaluación de los requerimientos de vapor de la planta, además del cálculo de la capacidad de generación del mismo mediante la determinación del calor disponible y los perfiles de temperatura del gas. El objetivo del ingeniero es realizar este análisis y conocer la demanda de vapor al menor costo de instalación y de operación, lo cual puede conducir a la selección de un HRSG en particular. [1] [5]

Para un generador de vapor convencional uno puede suponer un valor de flujo de vapor, así como la temperatura de salida del gas y de esa manera encontrar la cantidad necesaria de combustible para la demanda de vapor.

En un HRSG se procede de manera distinta, debido a que las condiciones de flujo y temperatura del gas restringen la cantidad de calor disponible, por lo cual se supone un valor de generación de vapor o bien la temperatura de salida del gas, lo cual conduce a construir un determinado perfil de temperaturas, para saber si el calor disponible es suficiente para la cantidad de vapor requerido. [1]

**El diseño del perfil de temperaturas es la base para determinar las dimensiones del HRSG.** Una vez que este ha sido construido, las áreas superficiales de calentamiento del sobrecalentador, evaporador y economizador pueden ser encontradas, (este es un proceso iterativo, por lo cual un software puede ser desarrollado). Es importante considerar las opciones disponibles para optimizar el uso del combustible. [1] [5]

La figura 6.1 muestra un perfil de temperaturas típico para el gas y el vapor en un HRSG que consiste de un sobrecalentador, evaporador y economizador operando a una sola presión, los gases de desecho entran al HRSG a ( $T_{g1}$ ) y salen a ( $T_{g4}$ ), mientras que el agua de alimentación fluye a contracorriente y entra a ( $T_{w1}$ ) y sale como vapor sobrecalentado a ( $T_{s2}$ ), la temperatura de saturación del vapor es ( $T_s$ ), correspondiente a su presión de operación. [62]

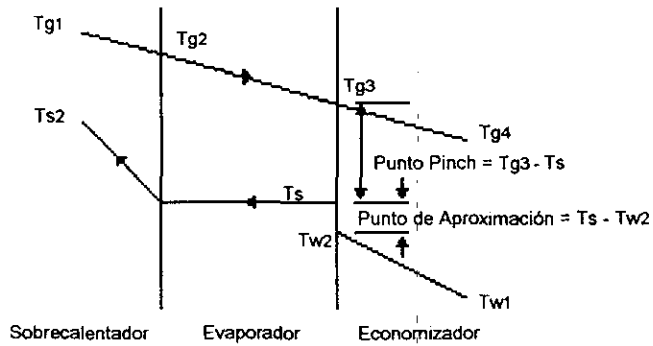


Figura 6.1 Perfil de Temperaturas del gas y del vapor para un HRSG

Así mismo en la figura 6.2 se muestra el perfil de temperaturas para un HRSG con Quemado Suplementario. [1]

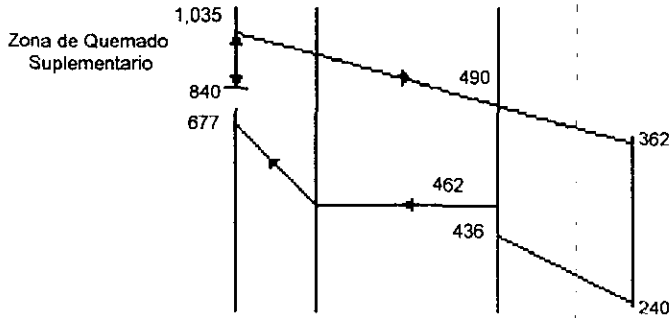


Figura 6.2 Perfil de Temperaturas para un HRSG con Quemado Suplementario

Las variables que afectan directamente a la producción de vapor y al perfil de temperaturas son el punto Pinch y el punto de Aproximación.

## 6.1. IMPORTANCIA DEL PUNTO PINCH Y DEL PUNTO DE APROXIMACIÓN

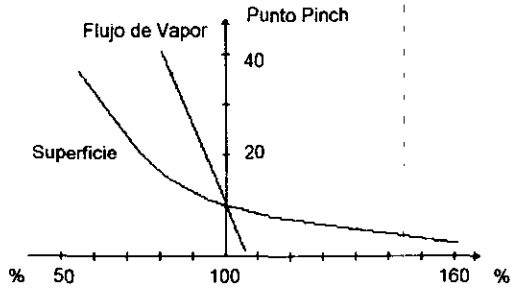
El punto Pinch es la diferencia entre la temperatura de salida del gas del evaporador y la temperatura de saturación del vapor. El punto de Aproximación es la diferencia entre la temperatura de saturación del vapor y la temperatura del agua de entrada al evaporador. [1]

La selección de estas dos variables afectan el tamaño del sobrecalentador, el evaporador y el economizador. El grado de recuperación de calor es caracterizado por el punto Pinch, si este es bajo, trae como consecuencia que la diferencia media logarítmica de temperaturas en el evaporador se reduzca, por lo cual se incrementan los requerimientos de área superficial añadiendo caída de presión del gas y aumentando el costo del HRSG, como se puede observar en la tabla 6-1 y en la figura 6.3. [25] [34]

Tabla 6-1 Comportamiento de los Equipos variando los puntos de Pinch y de Aproximación

Modo de Operación	Sin Quemado	Con Quemado	Sin Quemado	Con Quemado
Temperatura del Gas hacia el Evaporador, °F	900	1,085	900	1,062
Flujo de Gas, lb/hr	150,000	150,000	150,000	150,000
Temperatura hacia el Economizador, °F	407	419	388	393
Temperatura de la Chimenea, °F	332	329	309	302
Caída de Presión del Gas, pulgadas de H <sub>2</sub> O	4.20	4.60	5.40	5.80
Salida del Vapor (150 psig), lb/hr	22,107	30,000	22,985	30,000
Temperatura de Agua de Alimentación, °F	230	230	230	230
Temperatura hacia el Evaporador, °F	351	337	352	340
Carga del Quemador, millones de BTU/hr	0	8.10	0	6.90
Salida Nominal de la Turbina de Gas, kw	4,500	4,500	4,500	4,500
Área del Evaporador, ft <sup>2</sup>	13,227	13,227	16,534	16,534
Área del Economizador, ft <sup>2</sup>	5,948	5,948	8,922	8,922
Punto Pinch, °F	41	53	22	27
Punto de Aproximación, °F	15	29	14	26

Fuente [62]



**Figura 6.3 Influencia del Punto Pinch en la Corriente de Vapor y en la Superficie del Evaporador**

Esto obliga a la optimización de este valor, el cual puede estar basado en el ciclo de vida y análisis de costos [51]. También se debe de tener mucho cuidado con la selección del punto de Aproximación, ya que si es muy bajo, se puede generar vapor en el economizador, lo cual crea inestabilidad.

Basados en el tamaño del evaporador para que pueda ser construido de un tamaño económico, el punto Pinch y el punto de Aproximación para un HRSG Sin Quemado Adicional (Unfired) están generalmente en el rango de 15 °F a 30 °F. [1]

Los puntos Pinch y de Aproximación son seleccionados para cada caso en particular o condición de salida del gas llamado "Diseño Específico". A diferencia de un generador de vapor convencional, en donde la demanda de vapor controla al diseño específico, en un HRSG la producción del vapor es afectada por las condiciones de salida del gas a la salida de la turbina (tales como cantidad de flujo, temperatura y composición del gas) y la entrada al HRSG. Estos parámetros también varían con las condiciones ambientales, elevación, carga de la turbina de gas y el combustible quemado. Por lo tanto el diseño específico puede ser a condiciones ambientales (68 °F) al 100 % de la carga de la turbina de gas, o algún otro parámetro aceptable del gas de entrada. [1] [31]

Una vez que los puntos Pinch y de Aproximación son seleccionados, las áreas superficiales de los equipos son determinadas indirectamente.

La siguiente tabla puede ser usada como una guía para seleccionar el punto Pinch y el punto de Aproximación. [1]

**Tabla 6-2 Guía de selección de los puntos Pinch y de Aproximación**

<b>Sugerencias para los Puntos Pinch y de Aproximación</b>			
	Punto Pinch °F		Punto de Aprox. °F
Entrada de Gas °F	Tipo de Evaporador		
	Normal	Aletado	
1,200 - 1,800	130 - 150	30 - 60	40 - 70
700 - 1,200	80 - 130	10 - 30	10 - 40

Fuente [1]

### 6.1.1. DISEÑO DEL PERFIL DE TEMPERATURAS

El punto inicial para determinar los perfiles de temperatura del gas y del vapor y la generación del mismo es suponer los puntos *Pinch* y de *Aproximación*, como se describió anteriormente. Los valores que se conocen son el flujo ( $W_g$ ), la temperatura del gas a la entrada del HRSG ( $T_{g1}$ ), la temperatura de alimentación del agua ( $T_{w1}$ ), la temperatura del vapor a la salida del sobrecalentador ( $T_{s2}$ ) y la presión del vapor ( $P_s$ ). Suponiendo una caída de presión razonable en el sobrecalentador, se determina la temperatura de saturación ( $T_s$ ) en el evaporador. Una vez que el punto *Pinch* es elegido, se conoce la temperatura del gas a la salida del evaporador ( $T_{g3}$ ), y el punto de *Aproximación* da la temperatura del agua a la salida del economizador ( $T_{g2}$ ), cuando la temperatura de saturación es conocida, las pérdidas de calor ( $hl$ ) en el rango del 2 % en HRSG's pequeños y hasta del 0.5 % en unidades grandes dependiendo del aislamiento, se toman valores de 0.98 a 0.99. [1]

Considerando un balance de energía a través del sobrecalentador y del evaporador (fig 6-1), la energía absorbida por el sobrecalentador y el evaporador está dada por:

$$\begin{aligned} Q_{1,2} &= W_g C_{pg} (T_{g1} - T_{g3}) (hl) \\ &= W_{sd} [(hs_2 - hw_2) + (bd) (hf - hw_2)] \end{aligned} \quad (6-1)$$

donde:

$Q_{1,2}$  = Energía absorbida por el sobrecalentador y el evaporador, BTU/hr

$W_g$  = Flujo de gas, lb/hr

$C_{pg}$  = Calor específico del gas, BTU/lb°F

$T_{g1}$  = Temperatura de entrada del gas al sobrecalentador, °F

$T_{g3}$  = Temperatura de salida del gas del evaporador, °F

$hl$  = Fracción de pérdidas de calor

$W_{sd}$  = Flujo de vapor, lb/hr

$hs_2$  = Entalpía del vapor sobrecalentado, BTU/lb

$hw_2$  = Entalpía del agua a la salida del economizador, BTU/lb

$bd$  = Fracción de pérdidas de calor de lado del evaporador.

$hf$  = Entalpía de líquido, BTU/lb

como  $Tg_1$  y  $Tg_3$  son conocidos,  $Q_{1,2}$  puede ser calculado y el flujo del vapor ( $Wsd$ ) del diseño puede ser determinado. El  $C_p$  se obtiene del análisis del gas.

Una vez que se conoce  $Wsd$ , la carga del sobrecalentador puede ser calculada por:

$$\begin{aligned} Q_1 &= Wsd (hs_2 - hv) \\ &= Wg C_{pg} (Tg_1 - Tg_2) (hl) \end{aligned} \quad (6-2)$$

donde:

$Q_1$  = Carga del sobrecalentador, BTU/hr

$hv$  = Entalpía del vapor saturado, BTU/lb

$Tg_2$  = Temperatura de salida del gas del sobrecalentador, °F

De la ecuación anterior, la temperatura del gas de salida del sobrecalentador  $Tg_2$  puede ser determinada, ya que todos los otros datos son conocidos, así mismo la carga del evaporador puede ser obtenida por:

$$Q_2 = Wg C_{pg} (Tg_2 - Tg_3) (hl) \quad (6-3)$$

donde:

$Q_2$  = Carga del evaporador, BTU/hr

El balance de energía en el economizador es:

$$\begin{aligned}
 Q_3 &= W_{sd} (hw_2 - hw_1) (1 + bd) \\
 &= W_g C_{pg} (T_{g3} - T_{g4}) (h)
 \end{aligned}
 \tag{6-4}$$

donde:

$Q_3$  = Carga del economizador, BTU/hr

$T_{g4}$  = Temperatura de salida del gas del economizador, °F

$hw_1$  = Entalpía del agua a la entrada del economizador, BTU/lb

De la ecuación anterior, la temperatura del gas a la salida del economizador  $T_{g4}$  puede ser obtenida.

Así, se puede trazar el perfil completo de temperaturas del gas y del agua, además del valor de la generación de vapor para el diseño específico, mediante la suposición del punto Pinch y del punto de Aproximación. [1]

Resumiendo, una vez que el Pinch y el punto de Aproximación son elegidos, las diferencias medias logarítmicas de temperatura ( $\Delta T$ ) en varias superficies son fijadas. De los principios básicos de transferencia de calor la superficie del área está dada por:  $S = Q / U\Delta T$ , las superficies de las áreas de todos los componentes, tales como el sobrecalentador, el evaporador y el economizador se fijan una vez que  $U$  es calculado. (Para calcular  $U$ , uno debe tener datos mecánicos como el tamaño del tubo, el espesor de la aleta, la apertura de los tubos, etc); pero si  $U$  no es conocido,  $U_S$  se fija indirectamente por las superficies de las áreas. [1]

Ahora, si se quiere conocer como se comporta el HRSG a diferentes condiciones del gas, se tiene que calcular el comportamiento fuera de diseño y utilizar las superficies de las áreas que se fijaron indirectamente. [1]



**No se debe seleccionar la temperatura del gas de salida arbitrariamente.**

El camino correcto para evaluar los perfiles de temperatura de diseño es suponer los puntos Pinch y de Aproximación como se indicó anteriormente. La temperatura de salida del gas  $T_{g4}$  también se determina como se mencionó con anterioridad.

¿Qué pasaría si se intenta suponer un valor de  $T_{g4}$ ?

De la figura 6.1 considerando el balance de energía a través del sobrecalentador y del evaporador se tiene:

$$W_g C_{pg} (T_{g1} - T_{g3}) (hl) = W_{sd} (h_{s2} - h_{w2}) \quad (6-5)$$

También considerando al HRSG completo:

$$W_g C_{pg} (T_{g1} - T_{g4}) (hl) = W_{sd} (h_{s2} - h_{w1}) \quad (6-6)$$

Dividiendo la ecuación 6-5 por la ecuación 6-6 y sin tomar en cuenta el efecto del calor específico, se tiene:

$$(T_{g1} - T_{g3}) / (T_{g1} - T_{g4}) = (h_{s2} - h_{w2}) / (h_{s2} - h_{w1}) \quad (6-7)$$

Para que la generación de vapor se lleve a cabo, dos condiciones deben ser conocidas:

$$T_{g3} > T_s$$

$$T_{g4} > T_{w1}$$

si cualquiera de la dos condiciones fallan, resulta en un cruce de temperaturas significando que los parámetros del HRSG no son válidos y debe ser seleccionado nuevamente, debiéndose esto a que no se puede elegir la temperatura del gas a la salida arbitrariamente.

Para comprender el significado del diseño del Perfil de Temperaturas (DPT), consideraremos un sistema de doble presión con las condiciones del gas y del vapor listadas en la tabla 6-3.

Tabla 6-3 Parámetros de diseño de un HRSG

Flujo de salida 100,000 lb/hr	1,215
Temperatura de salida, °F	770
Flujo de Vapor a alta presión (H-p) 1,000 lb/hr	75
Presión de Vapor a alta presión (H-p), psig	635
Temperatura del Vapor a alta presión (H-p), °F	600
Flujo de Vapor a baja presión (L-p) 1,000 lb/hr	100
Presión del Vapor a baja presión (L-p), psig	205
Temperatura del Vapor (sat) a baja presión (L-p), °F	390
Temperatura del agua de alimentación, °F	230

Fuente [5]

Un posible perfil se muestra en la figura 6.4. El agua de alimentación entra a 230 °F a ambos sistemas de alta presión (H-p) y baja presión (L-p); el punto de Aproximación de 15 °F y el punto Pinch de 20 °F son seleccionados, un ducto de quemado es usado para elevar la temperatura de entrada del gas a 898 °F, ¿Será este el DPT óptimo?

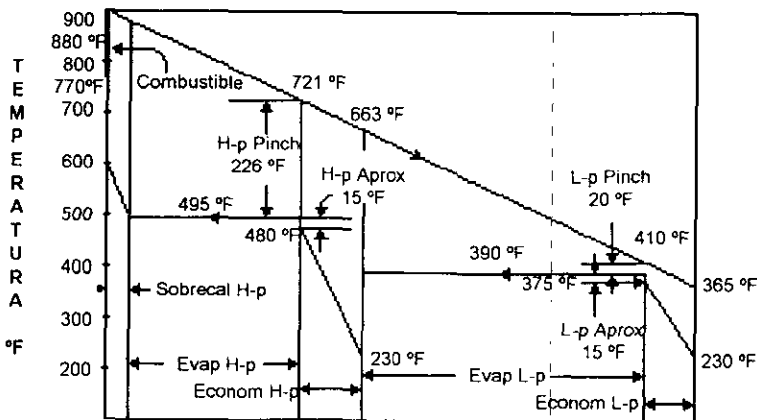


Figura 6.4 Sistema de doble presión usando dos economizadores

La figura 6.5 muestra una posible alternativa para la misma producción de vapor. La temperatura de entrada del gas es un poco menor, por lo tanto la entrada de combustible es menor. Esta opción permite una temperatura de salida del gas menor.

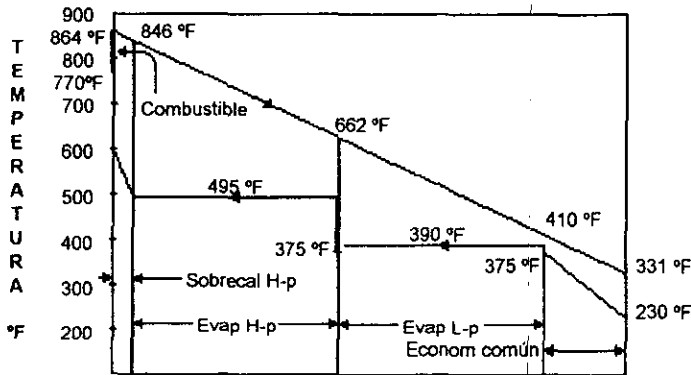


Figura 6.5 Diseño mejorado con un solo economizador

La temperatura de entrada del gas es ahora de solo 864 °F, y el ahorro de combustible es de 12 millones de BTU/hr. Suponiendo que la unidad opera 7,000 hr/año, el ahorro anual de combustible es de 84,000 millones de BTU (\$ 210,000.00 USD) por supuesto, el costo del economizador común y el sistema de alta presión son altos por que se reduce la diferencia media logarítmica de temperaturas. Si la inversión es atractiva, este DPT debe ser considerado, de otro modo los costos de operación son altos. Note que un economizador común no puede ser atractivo si la relación de (HP) a (LP) de vapor es mucho mayor de 0.75. "Sólo un análisis de caso por caso puede determinar esto".

Una variable importante en el estudio del perfil de temperaturas es el calor específico del gas ( $C_{pg}$ ), como función de la temperatura de salida del mismo, de acuerdo al análisis del gas ver tabla 6-4.

**Tabla 6-4 Datos del gas de salida**

Componente, Vol %	Modo seco
CO <sub>2</sub>	2.9
H <sub>2</sub> O	7.1
N <sub>2</sub>	76.0
O <sub>2</sub>	14.0
Calor Específico. 900 °F	0.274
Calor Específico. 400 °F	0.259

Fuente [5]

El objetivo del análisis detallado del perfil de temperaturas, es también el obtener la menor temperatura posible en la chimenea con costos racionales por la combinación de superficies de transferencia de calor, esto suponiendo naturalmente que el HRSG recuperará la mayor cantidad posible de energía del gas de salida. [62]

En resumen, es esencial la atención que se le dé al análisis del DPT, por el impacto que este tiene en los costos iniciales y operacionales. También el diseñador del HRSG debe evaluar su comportamiento a diferentes cargas y condiciones ambientales. [25]

## **VII**

# **CÁLCULO DEL ÁREA REQUERIDA**

## VII. CÁLCULO DEL ÁREA REQUERIDA

ESTA TESIS NO DEBE  
SALIR DE LA BIBLIOTECA

Los Ingenieros frecuentemente deben estimar el tamaño del equipo de transferencia de calor, tales como Intercambiadores, enfriadores de gases, calentadores, economizadores etcétera, con el fin de obtener costos preliminares y checar los requerimientos de espacio. [60]

El área superficial debe de calcularse con mucho cuidado, ya que es una variable muy engañosa debido a que la transferencia de calor depende de factores tales como la velocidad del gas, el tamaño de los tubos, el pitch (separación) del tubo, además de la configuración de la aleta y factores de ensuciamiento entre otros. Para la misma carga o energía que debe ser transferida se pueden desarrollar diferentes diseños con diferencias significativas en el área superficial, esta variedad de diseños pueden tener grandes variantes en su costo. [12]

### EN ESTE CAPITULO DOS SITUACIONES SERÁN DISCUTIDAS:

**1.- Cuando el coeficiente de transferencia de calor del lado del tubo gobierna la transferencia de calor total.**

Como ejemplo de este tenemos al Tubo de Gases (Fire - Tube), en el cual fluyen por el interior de los tubos gases de desecho o aire calientes, y un fluido con un alto coeficiente de transferencia de calor (agua) que fluye por el exterior, donde un cambio de fase puede ocurrir. [60]

**2.- Cuando el coeficiente de transferencia de calor por el lado de la coraza (exterior del tubo) gobierna la transferencia de calor total.**

Como ejemplo de este tenemos al Tubo de Agua (Water - Tube) en el cual el gas fluye por fuera de los tubos y el agua fluye por el interior de estos. [60]

## 7.1. TUBO DE GASES (FIRE - TUBE)

En un HRSG del tipo tubo de gases, como se ha mencionado el gas fluye por el interior de los tubos y una mezcla de vapor - agua fluye por el exterior. El Coeficiente de transferencia de calor del gas es pequeño, alrededor de 10 - 20 Btu/ft<sup>2</sup>hr°F, comparado con el coeficiente exterior del agua que va de 2,000 - 3,000 Btu/ft<sup>2</sup>hr°F. La resistencia del metal es pequeña (si no está sucio) por lo tanto, el coeficiente del lado del gas gobierna el coeficiente total y como consecuencia el tamaño del equipo.

El procedimiento para calcular el área requerida es como a continuación se explica:

El área superficial requerida (S) y la energía transferida se calcula por la ecuación:

$$Q = US \Delta T = WiCp (T_1 - T_2) \quad (7-1)$$

donde:

Q = Cantidad de calor total transferido, BTU/hr.

U = Coeficiente de transferencia de calor, BTU/ft<sup>2</sup>hr°F

S = Área Superficial, ft<sup>2</sup>

Wi = Flujo de masa total del gas, lb/hr

Cp = Calor específico del fluido, BTU/lb°F

$\Delta T$  = Diferencia Media Logarítmica de Temperaturas, °F

T<sub>1</sub> = Temperatura de entrada del gas, °F

T<sub>2</sub> = Temperatura de salida del gas, °F

Si el calculo de U está basado en el diámetro exterior, entonces el área superficial también estará basada en el diámetro exterior del tubo; y del mismo modo, si U se basa en el diámetro interior, entonces el área superficial debe estar basada en el diámetro interno del tubo.

Entonces la ecuación (7-1) puede escribirse de la siguiente manera:

$$S_i = Q / (U_i \Delta T) \quad (7-1b)$$

$$S_o = Q / (U_o \Delta T) \quad (7-1c)$$

La diferencia media logarítmica de temperaturas  $\Delta T$  [13], es determinada por:

$$\Delta T = [(T_1 - t_s) - (T_2 - t_s)] / \ln [(T_1 - t_s) / (T_2 - t_s)] \quad (7-2)$$

Esta ecuación es aplicable cuando ocurre un cambio de fase,

donde:

$T_1$  = Temperatura de Entrada del gas, °F

$T_2$  = Temperatura de Salida del gas, °F

$t_s$  = Temperatura de Saturación, °F

El coeficiente total de transferencia de calor [50] se obtiene de:

$$1/U_o = (d_o/h_i d_i) + 1/h_o + (d_o/24k_m) \ln (d_o/d_i) + f_{fi} (d_o/d_i) + f_{fo} \quad (7-3)$$

donde:

$d_i, d_o$  = Diámetros interno y externo de los tubos, in

$h_i, h_o$  = Coeficientes de transferencia de calor interno y externo,  
BTU/ft<sup>2</sup>hr°F

$k_m$  = Conductividad Térmica del metal, BTU/ft hr°F

$f_{fi}, f_{fo}$  = Factores de ensuciamiento, por dentro y por fuera de los  
tubos, ft<sup>2</sup>hr°F/BTU



## Determinación de $hi$

El coeficiente  $hi$  consiste de dos componentes llamados el coeficiente convectivo de transferencia de calor  $hc$  y el coeficiente no luminoso  $hn$ ; por lo cual  $hi = hc + hn$  generalmente el coeficiente  $hn$  es muy pequeño para el flujo dentro de los tubos, por lo tanto,  $hi$  es cercanamente igual a  $hc$ .

El valor del coeficiente del lado del tubo es obtenido de la ecuación de Dittus - Boelter, estas ecuaciones se aplican para régimen turbulento [50]:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (7-4)$$

$$Nu = hidi / 12k \quad (7-5)$$

$$Re = 15.2w / (\mu di) \quad (7-6)$$

$$Pr = \mu Cp / k \quad (7-7)$$

donde:

Nu = Número de Nussel

Re = Número de Reynolds

Pr = Número de Prandtl

k = Conductividad Térmica del fluido, BTU/ft<sup>2</sup>°F

w = Flujo por el tubo, lb/hr

$\mu$  = Viscosidad del gas, lb/ft<sup>2</sup>hr

Las propiedades del fluido  $\mu$ , Cp, k son evaluadas a la temperatura promedio del gas. Datos de estas propiedades se pueden encontrar en el apéndice A o en la tabla 7-1.

Substituyendo en la ecuación (7-3) y simplificando, se llega a la expresión:

$$hc = 2.44w^{0.8} F_1 / di^{1.8} \quad (7-8)$$

donde:

$$F_1 = (Cp / \mu)^{0.4} k^{0.6} \quad (7-9)$$

Los factores  $F_1$  para el aire, y gases de desecho se muestran en la tabla 7-1

Tabla 7-1 Factores  $F_1$  para Aire y Gases de desecho

T (°F)	Aire				Gases de desecho			
	Cp	$\mu$	k	F1	Cp	$\mu$	k	F1
200	0.2439	0.05369	0.01878	0.1687	0.2570	0.0492	0.0170	0.1702
400	0.2484	0.0632	0.02211	0.1756	0.2647	0.0587	0.0211	0.1805
800	0.2587	0.0809	0.0287	0.1865	0.2800	0.0763	0.0286	0.1991
1200	0.2696	0.0968	0.0350	0.2015	0.2947	0.0922	0.0358	0.2156
1600	0.2800	0.1109	0.0412	0.2138	0.3080	0.1063	0.0429	0.2314
2000	0.2887	0.1237	0.0473	0.2235	0.3190	0.1188	0.0499	0.2456

Fuente [50]

Combinando las ecuaciones (7-1), (7-3) y (7-8), y sustituyendo que  $S = 3.14diLN / 12$ , donde  $L$  es la longitud del tubo,  $N$  el No. total de tubos y el flujo por tubo  $w = Wi / N$  tenemos [60]:

$$Q / (\Delta T F_1 W_i^{0.8}) = 0.606LN^{0.2} / di^{0.8} \quad (7-10)$$

Esta ecuación involucra variables importantes, dando los valores de  $Q$ ,  $\Delta T$ ,  $W_i$  y  $F_1$ , se pueden intentar combinaciones de  $L$ ,  $di$  y  $N$  para llegar a una configuración conveniente.

Cuando un cambio de fase ocurre,  $\Delta T$  se calcula como en la ecuación (7-2)

$$\Delta T = [(T_1 - ts) - (T_2 - ts)] / \ln [(T_1 - ts) / (T_2 - ts)] \quad (7-2)$$

Combinando las ecuaciones (7-1), (7-10) y (7-2) , y simplificando se llega a la siguiente expresión:

$$\ln [(T_1 - ts) / (T_2 - ts)] = 0.606(F_1 / Cp) N^{0.2} L / Wt^{0.2} di^{0.8} \quad (7-11)$$

Los valores del Factor  $F_1 / Cp$  para el aire y gases de desecho se proporcionan en las siguientes tablas:

**Tabla 7-2 Factor  $F_1 / Cp$  para el Aire**

Temperatura °F	$F_1 / Cp$
100	0.6660
200	0.6870
300	0.7068
400	0.7225
600	0.7446
1,000	0.7680
1,200	0.7760

**Tabla 7-3 Factor  $F_1 / Cp$  para Gases de desecho**

Temperatura °F	$F_1 / Cp$
200	0.6590
300	0.6780
400	0.6920
600	0.7140
800	0.7300
1,000	0.7390
1,200	0.7480

Fuente [50]

El flujo másico por el tubo se recomienda que esté dentro del rango de 120 a 200 lb/hr para tubos de 2 in, y las velocidades típicas del gas en el rango de 60 a 170 ft/s.

## CAÍDA DE PRESIÓN DEL GAS

La caída de presión del gas se calcula en base a la geometría [50]:

$$\Delta P_g = (9.3 \times 10^{-5}) f L (v w^2 / d_i^5) \quad (7-12)$$

donde  $v$  es el volumen específico,  $f$  es el factor de fricción en flujo turbulento y depende del diámetro de la tubería.

Tabla 7-4 Factor de fricción vs diámetro interior del tubo

$f$	$d_i$ , in
0.028	0.50
0.0245	0.75
0.0230	1.00
0.0210	1.50
0.0195	2.00
0.0180	2.50
0.0175	3.00
0.0165	4.00
0.0160	5.00

Fuente [50]

Para evaluar la caída de presión del gas [60], la siguiente expresión también puede ser utilizada:

$$\Delta P_i = 9.3 \times 10^{-5} f (W_i / N)^2 (L + 5d_i) v / d_i^5$$
$$9.3 \times 10^{-5} (W_i / N)^2 K_2 v \quad (7-13)$$

donde:

$$K_2 = f (L + 5d_i) / d_i^5 \quad (7-14)$$

combinando la ecuación anterior con las ecuaciones (7-12) (7-15) y eliminando N:

$$\ln [(T_1 - ts) / (T_2 - ts)] = 0.24(F_1 / Cp)K_1v^{0.1} / \Delta P_i^{0.1} \quad (7-15)$$

donde:

$$K_1 = (L + 5d_i)^{0.1} L_f^{0.1} / d_i^{1.3} \quad (7-16)$$

K1 y K2 aparecen en las tablas 7-5 y 7-6 respectivamente, como una función del diámetro interior del tubo y la longitud, para régimen turbulento y en equipos de un sólo paso<sup>1</sup>.

Usando la ecuación (7-16), se puede determinar rápidamente la caída de presión del gas con la longitud y el diámetro.

Tabla 7-5 Valores de K1 como una función del diámetro y la longitud del tubo

		di, in.								
		1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00
L, ft	8	7.09	5.33	4.22	3.46	2.92	2.52	2.20	1.95	1.75
	10	8.99	6.75	5.43	4.38	3.70	3.17	2.78	2.46	2.21
	12	10.92	8.20	6.48	5.31	4.48	3.85	3.36	2.98	2.67
	14	12.89	9.66	7.63	6.25	5.27	4.53	3.95	3.50	3.14
	16	14.88	11.14	8.80	7.21	6.07	5.21	4.55	4.02	3.61
	18	16.89	12.65	9.98	8.17	6.88	5.91	5.15	4.56	4.10
	20	18.92	14.16	11.17	9.14	7.70	6.60	5.76	5.10	4.56
	22	20.98	15.70	12.38	10.12	8.52	7.31	6.37	5.64	5.05
	24	23.05	17.24	13.59	11.11	9.35	8.02	6.99	6.19	5.54
	26	25.13	18.80	14.81	12.11	10.19	8.74	7.61	6.74	6.03
28	27.24	20.37	16.05	13.11	11.00	9.46	8.74	7.30	6.52	

Fuente [60]

<sup>1</sup> Para unidades de varios pasos, consultar la referencia [80]

**Tabla 7-6 Valores de K2 como una función del diámetro y la longitud del tubo**

		di, in.								
		1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00
L, ft	8	0.2990	0.1027	0.0428	0.0424	0.0109	0.0062	0.0037	0.0024	0.0016
	10	0.3450	0.1171	0.0484	0.0229	0.0121	0.0069	0.0041	0.0027	0.0018
	12	0.3910	0.1315	0.0539	0.0252	0.0134	0.0075	0.0045	0.0029	0.0019
	14	0.4370	0.1460	0.0595	0.0277	0.0146	0.0082	0.0049	0.0031	0.0021
	16	0.4830	0.1603	0.0650	0.0302	0.0158	0.0088	0.0053	0.0033	0.0022
	18	0.5290	0.1748	0.0705	0.0326	0.0170	0.0095	0.0056	0.0036	0.0024
	20	0.5750	0.1892	0.0760	0.0350	0.0183	0.0101	0.0060	0.0038	0.0025
	22	0.6210	0.2036	0.0816	0.0375	0.0195	0.0108	0.0064	0.0040	0.0027
	24	0.6670	0.2180	0.0870	0.0400	0.0207	0.0114	0.0067	0.0042	0.0028
	26	0.7130	0.2320	0.0926	0.0423	0.0219	0.0121	0.0071	0.0045	0.0030
28	0.7590	0.2469	0.0982	0.0447	0.0231	0.0217	0.0075	0.0047	0.0031	

Fuente [60]

Los resultados de los cálculos para varios tamaños de tubos y velocidades del gas están resumidos en la tabla siguiente:

**Tabla 7-7 Efecto del tamaño del tubo y la velocidad del gas para un intercambiador de gases de desecho (tubo de gases)**

Tamaño	1.75 x 1.521 in			2.0 x 1.770 in			2.5 x 2.238 in		
	98	123	162	98	123	162	98	123	162
Velocidad, ft/s	98	123	162	98	123	162	98	123	162
No. Tubos	1,000	800	600	750	600	450	470	375	280
Longitud, ft	15.75	16.75	18.0	18.75	20.00	21.50	24.75	26.00	28.50
Si, ft <sup>2</sup>	6,269	5,333	4,298	6,513	5,558	4,448	6,812	5,710	4,673
U <sub>i</sub> , BTU/ft <sup>2</sup> ·hr·°F	9.47	11.08	13.70	9.07	10.68	13.19	8.73	10.29	12.72
ΔP <sub>i</sub> , in wc	2.05	3.34	6.23	1.97	3.20	6.00	1.95	3.16	6.00
P, kW	15.60	25.40	47.40	15.00	24.40	45.60	14.90	24.00	45.60

Fuente [12]

De la tabla anterior podemos decir que para la misma cantidad de energía transferida, se pueden observar variaciones significativas en el área superficial. También si la velocidad del

gas se incrementa,  $U$  se incrementa, lo cual ocasiona una disminución del área superficial, pero la caída de presión del gas se incrementa. Adicionalmente, conforme el tamaño del tubo se incrementa,  $U$  disminuye para la misma velocidad. El principal punto que debe ser notado es que para la misma carga, el área puede variar dependiendo del tamaño del tubo y la velocidad del gas. Por lo anterior podemos decir que cada caso que se presente debe ser evaluado y revisado independientemente.

## 7.2. TUBO - AGUA (WATER - TUBE)

Cuando el gas fluye por el exterior de un banco de tubos, como en un evaporador tubo - agua, y donde por el interior de estos fluye agua con un alto coeficiente de transferencia de calor, la resistencia del lado del gas es la que controla el coeficiente total de transferencia de calor.

Al igual que en un Tubo de gases, la ecuación básica para calcular la carga  $Q$ , es similar a la ecuación (7-1).

$$Q = US \Delta T = W_o C_p (T_1 - T_2) = W_s \Delta H_s \quad (7-17)$$

El coeficiente de transferencia de calor total  $U$ , está generalmente basado en el área superficial exterior de los tubos, por lo anterior se denota como  $U_o$ , así mismo  $W$  es ahora llamado  $W_o$ .

El coeficiente de transferencia de calor total para tubos normales [50] está dado por:

$$1/U_o = 1/h_o + (1/h_i) d_o/d_i + f f_i (d_o/d_i) + f f_o + \ln (d_o/d_i) (d/24km) \quad (7-18)$$

$h_i$  es el coeficiente de transferencia de calor del lado del tubo, el cual está en el rango de 2,000 - 3,000 Btu/ft<sup>2</sup>hr°F.

En el caso de Tubo agua,  $h_o$  es el coeficiente de transferencia de calor del lado del gas, el cual es la suma de  $h_c$  y  $h_n$ , como se mencionó anteriormente, es decir:

$$h_o = h_c + h_n$$

Para el cálculo de  $h_n$  (coeficiente no luminoso) existen nomogramas ampliamente utilizados los cuales se pueden consultar en la referencia [51].



### 7.2.1. TUBOS NORMALES

El procedimiento para el cálculo de  $hc$  para tubos normales es como sigue:

La ecuación de Grimson para transferencia de calor convectivo es ampliamente usada para la determinación de  $hc$  para tubos en línea o arreglo alternado (ver fig 7.1). [12]

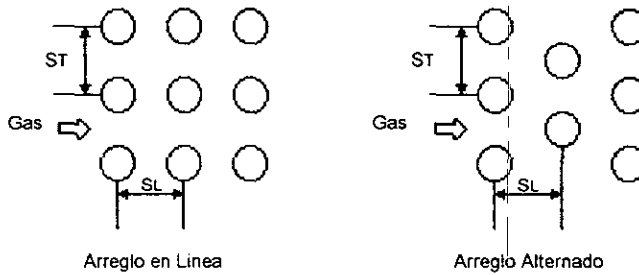


Figura 7.1 Arreglos de los Tubos

$$Nu = BRe^N \tag{7-19}$$

donde:

$$Nu = hcdo / 12k \tag{7-20}$$

$$Re = Gdo / 12\mu \tag{7-21}$$

Los coeficientes B y N para tubos normales en línea y alternado están dados en la siguiente tabla:

Tabla 7-8 Valores de Grimson B y N

ST / do	1.25		1.5		2.0		3.0	
SL / do	B	N	B	N	B	N	B	N
<b>Alternado</b>								
1.25	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.50	0.451	0.558	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.00	0.404	0.574	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3.00	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.421	0.574
<b>En línea</b>								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.50	0.367	0.588	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.00	0.290	0.601	0.357	0.548	0.374	0.581	0.286	0.608

Fuente [12]

Entonces la ecuación 7-19 se reduce a:

$$hc = (12k / do)(B)(Gdo / 12\mu)^N \quad (7-22)$$

La masa velocidad del gas G, se calcula por:

$$G = 12Wo / [NwL(ST - do)] \quad (7-23)$$

Las propiedades del gas deben ser evaluadas a la temperatura de película del gas, las cuales pueden ser tomadas como un promedio del gas y del fluido.

Otra correlación ampliamente usada es la de Fishenden y Saunders. [50]

$$Nu = 0.35FRe^{0.6}Pr^{0.3} \quad (7-24)$$

donde:

$$Pr = \mu Cp / k \quad (7-25)$$

El Factor F para arreglo en línea y alternado está dado en la siguiente tabla:

Tabla 7-9 Factor F para los arreglos en línea y alternado

En Línea					Alternado				
	SL / d	1.25	1.5	2.0	3.0	1.25	1.5	2.0	3.0
	Re								
ST / d	2,000	1.06	1.06	1.07	1.0	1.21	1.16	1.06	0.96
1.25	8,000	1.04	1.05	1.03	0.98	1.11	0.99	0.92	0.95
	20,000	1.0	1.0	1.0	0.95	1.06	1.05	1.02	0.93
1.5	2,000	0.95	0.95	1.03	1.03	1.17	1.15	1.08	1.02
	8,000	0.96	0.96	1.01	1.01	1.10	1.06	1.00	0.96
2.0	20,000	0.95	0.95	1.0	0.98	1.04	1.02	0.98	0.94
	2,000	0.73	0.73	0.98	1.08	1.22	1.18	1.12	1.08
3.0	8,000	0.83	0.83	1.0	1.02	1.12	1.10	1.04	1.02
	20,000	0.90	1.0	1.0	1.0	1.09	1.07	1.01	0.97
3.0	2,000	0.66	0.95	0.95	1.0	1.26	1.26	1.16	1.13
	8,000	0.81	1.02	1.02	1.02	1.16	1.15	1.11	1.06
	20,000	0.91	1.01	1.01	1.0	1.14	1.13	1.10	1.02

Fuente [50]

## CAÍDA DE PRESIÓN DEL GAS

Dependiendo de la geometría del tubo, el pitch, la temperatura, y la velocidad del gas usadas, la caída de presión del gas puede variar. Como se ha mencionado la  $\Delta p$  es un parámetro que debe de cuidarse ya que trae consigo costos de operación y consumo que pueden ser substanciales a largo plazo.

Varias correlaciones están disponibles en la literatura para predecir la  $\Delta P$  [50]; cada organización desarrolla sus propios datos basados en la experiencia y operación, como ejemplo tenemos que:

$$\Delta P_g = (9.3 \times 10^{-10}) f_g G^2 N_H / \rho_g \quad (7-26)$$

donde  $N_H$  es el número de tubos por hilera y  $f_g$  el factor de fricción, el cual está dado para  $2,000 < Re < 40,000$ , en las siguientes correlaciones:

Arreglo en línea:

$$f_g = Re^{-0.15} [0.44 + (0.08 St / do) / (St / (do - 1))^{0.43 + 1.13 do / SL}] \quad (7-27)$$

Arreglo alternado:

$$f_g = Re^{-0.16} [0.25 + (0.1175 / (St / (do - 1))^{1.08})] \quad (7-28)$$

donde:

$$Re = G do / 12\mu \quad (7-29)$$

Existen también métodos para el cálculo de  $U$  y  $h_o$  los cuales se pueden encontrar con detalle en las referencias [51] y [60].

## 7.2.2. TUBOS ALETADOS

Los tubos aletados son ampliamente usados en evaporadores, sobrecalentadores, economizadores y calentadores para recuperar energía de gases de desecho de Turbinas los cuales se consideran gases limpios, ya sea en circulación natural o forzada. [18]

Las aletas proveen una mayor superficie de transferencia de calor por unidad de longitud, las cuales tienen la ventaja de reducir el tamaño y peso del equipo. Además resultan en una menor  $\Delta P$  y de esta manera reducen los costos de operación [72]. Más adelante, se comparará el comportamiento de un evaporador para recuperar calor y generar vapor con un HRSG utilizando tubos normales o aletados.

La selección de la configuración particular de aleta es determinada por varios factores tales como costo, caída de presión, coeficientes de transferencia de calor, etcétera, los cuales afectan los costos de operación. Varios tipos de aletas, tales como circunferenciales y rectangulares son utilizadas en equipo de transferencia de calor. Sin embargo, para ilustrar los factores básicos de transferencia de calor y cómo se deben evaluar las aletas, esta tesis solo tratará a las aletas circunferenciales sólidas o dentadas usadas ampliamente en la industria de energía, ver figura 7.2 [50]

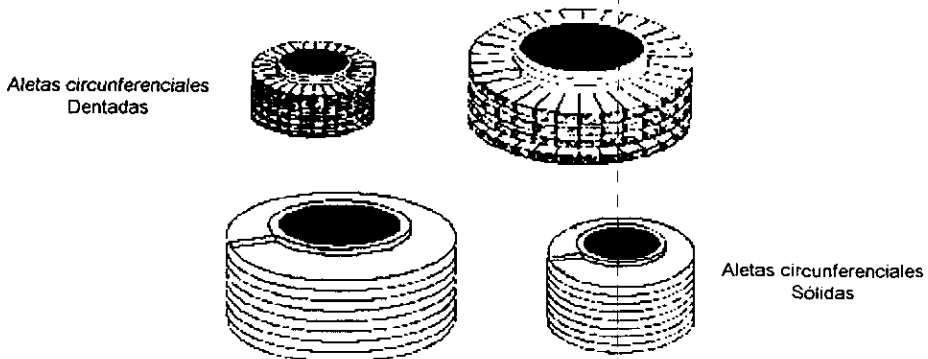


Figura 7.2 Tubos con aletas (dentadas y sólidas)

Aunque varias correlaciones pueden ser encontradas en la literatura, las correlaciones ESCOA<sup>1</sup> son la base para el estudio de esta tesis.

Las aletas son particularmente útiles en aplicaciones donde una gran carga debe de transferirse con diferencias medias logarítmicas de temperatura bajas, es decir con puntos Pinch bajos. También son atractivas cuando la relación entre los coeficientes de transferencia de calor en el interior de los tubos es muy pequeño. En evaporadores y economizadores, el coeficiente del lado del tubo puede estar en el rango de 1,500 a 3,000 Btu/ft<sup>2</sup>hr°F, mientras que el coeficiente del lado del gas puede estar en los rangos de 10 a 20 Btu/ft<sup>2</sup>hr°F. Una gran densidad de aleta o una gran relación de área superficial externa a interna es justificada en estos casos. [18]

**El seleccionar un tipo de aleta requiere de un completo análisis y evaluación económica. La solución no es única puesto que depende del material, sin olvidar costos de mantenimiento; es por ello que las aletas deben ser evaluadas y comparadas en base a su comportamiento y NO basados solamente en el área superficial. [19]**

En calentadores, los tubos aletados están limitados para bajas temperaturas de operación del gas (1,000 °F - 1,200 °F como máximo) comparados con tubos normales, los cuales pueden ser usados por arriba de los 2,500 °F. [18]

La densidad de las aletas varía de 2 a 6 aletas/in dependiendo de las características del gas que entra al HRSG. La altura de las aletas varía de 0.5 a 1 in, mientras que el espesor está en los rangos de 0.05 a 0.12 in. Un espesor pequeño, resulta en una alta eficiencia de aleta y bajas temperaturas en los extremos. Una alta densidad resulta en altas caídas de presión; también por lo general una muy alta densidad de aleta, especialmente para una superficie con un coeficiente de transferencia de calor bajo del lado del tubo, resulta en una baja eficiencia de la aleta. [48] [50]

<sup>1</sup> ESCOA Manual de Tubos Aletados, ESCOA Corp., Tulsa, Oklahoma, 1979.

Para los sobrecalentadores una densidad de aleta moderada está de 2 a 3 aletas/in, mientras que para los evaporadores y los economizadores puede ser justificable una densidad de 5 a 6 aletas/in, si el gas no es sucio. [50]

La limpieza puede llegar a ser de gran interés si la corriente de gas contiene partículas o es sucio. Los tubos aletados han sido utilizados con corrientes de flujo de gases conteniendo partículas de combustión del carbón. En estos casos la configuración de la aleta debe ser cuidadosamente seleccionada considerando implicaciones de limpieza. Por lo tanto, la configuración de la aleta también es decidida por consideraciones de limpieza en varias aplicaciones. [19]

Una opción para los casos en donde las corrientes de los gases son sucias, son los llamados tubos estudiados ver figura 7.3, los cuales también proporcionan áreas de transferencia de calor mayores que los tubos normales; pero menores que los tubos aletados ver tabla 7-10. [72]

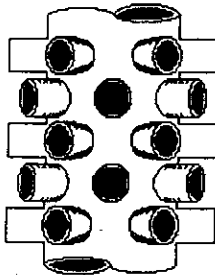


Figura 7.3 Tubo Estudiado

Tabla 7-10 Comparación entre tubos Estudiados y tubos Aletados

	Tubos Estudiados	Tubos Aletados
Relación de Superficie	1	1.66 - 2.22
Relación de $\Delta P$	1	0.5

Fuente [72]

La ventaja de estos tubos, es que su limpieza resulta ser más sencilla en comparación con la de los tubos aletados, también tienen la capacidad de soportar mayores temperaturas de operación; pero la caída de presión a través de estos es mayor. [72]

Otro aspecto importante que se debe tener en mente, es el hecho de que más área superficial no necesariamente es el medio para transferir más energía. Lo que se debe observar es el producto del área superficial y el coeficiente de transferencia de calor total y no solo el área. [50]

### TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAÍDA DE PRESIÓN DEL GAS CON TUBOS ALETADOS

La ecuación básica para calcular el coeficiente de transferencia de calor con tubos aletados [50], está dada por:

$$1/U = 1/h_i (A_T/A_i) + f_{fi} A_T/A_i + f_{fo} + (A_T d_o / A_w 24km) (\ln d_o / d_i) + 1/\eta h_o$$

donde:

$U$  = Coeficiente de transferencia de calor total,  $Btu/ft^2 hr^\circ F$

$A_T, A_i$  = Área total e interior del tubo respectivamente,  $ft^2/ft$

$A_w$  = Superficie promedio de Pared,  $ft^2/ft$

$h_i, h_o$  = Coeficientes de transferencia de calor interno y externo del lado del gas,  $BTU/ft^2 hr^\circ F$

$km$  = Conductividad Térmica del metal (tubo o aleta),  $BTU/ft hr^\circ F$

$f_{fi}, f_{fo}$  = Factores de ensuciamiento, por dentro y fuera,  $ft^2 hr^\circ F/BTU$

$d_o, d_i$  = Diámetro exterior e interior del tubo,  $in$

$\eta$  = Efectividad de aleta, %

El cálculo de  $h_o$  consiste de dos partes, el coeficiente no luminoso  $hn$  y el coeficiente convectivo de transferencia de calor  $hc$ , es decir que  $h_o = hn + hc$ . El cálculo de  $hc$  involucra



un procedimiento elaborado en el cual se tienen que resolver varias ecuaciones como se detallará a continuación. [18]

### DETERMINACIÓN DE $hc$

$$hc = \frac{[C_1 C_3 C_5 (do + 2h) / do]^{0.5} [(tg + 460) / (ta + 460)]^{0.25}}{GCp(k / \mu Cp)^{0.67}} \quad (7-31)$$

donde:

$do$  = Diámetro exterior del tubo, in

$h$  = Altura de aleta, in

$tg$  = Temperatura promedio del gas, °F

$ta$  = Temperatura promedio de la aleta, °F

$k$  = Conductividad Térmica del gas, BTU/ft<sup>hr</sup>°F

$\mu$  = Viscosidad del gas, lb/ft<sup>hr</sup>

$Cp$  = Calor específico del gas, Btu/lb°F

$G$  = Masa velocidad del gas, lb/ft<sup>2</sup>hr

$$G = Wg / [(St / 12) - Ao] LNw \quad (7-32)$$

donde:

$Wg$  = Flujo de gas, lb/hr

$Ao$  =  $(do / 12) + nbh / 6$

$n$ ,  $b$  y  $h$  son la densidad, espesor y altura de la aleta respectivamente.

Las constantes  $C_1$ ,  $C_2$  y  $C_3$  son obtenidas de la siguiente tabla:

El número de Reynolds (Re) y el espaciamiento de las aletas (s) se requieren para calcular las constantes:

$$Re = Gdo / 12\mu \quad (7-33)$$

$$s = (1 / \eta) - b \quad (7-34)$$

ALETAS SÓLIDAS	ALETAS DENTADAS
$C_1 = 0.25 Re^{-0.35}$	$C_1 = 0.25 Re^{-0.35}$
$C_2 = 0.07 + 8.0 Re^{-0.45}$	$C_2 = 0.07 + 8.0 Re^{-0.45}$

EN LÍNEA	EN LÍNEA
$C_3 = 0.20 + 0.65 e^{-0.25 h / s}$	$C_3 = 0.35 + 0.50 e^{-0.35 h / s}$
$C_4 = 0.08 [0.15 St / do] ^ [1.1(h / s)^{0.15}]$	$C_4 = 0.08 [0.15 St / do] ^ [-1.1(h / s)^{0.20}]$
$C_5 = 1.1 - [0.75 - 1.5 e^{(-0.70 Nd)}]$	$C_5 = 1.1 - [0.75 - 1.5 e^{(-0.70 Nd)}] [e^{(-2.0 SL / ST)}]$
$C_6 = 1.6 - [0.75 - 1.5 e^{(-0.7 Nd)}] [e^{(-2 SL / ST)^2}]$	$C_6 = 1.6 - [0.75 - 1.5 e^{(-0.7 Nd)}] [e^{(-2 SL / ST)^2}]$

ALTERNADO	ALTERNADO
$C_3 = 0.35 + 0.65 e^{(0.25 h / s)}$	$C_3 = 0.55 + 0.45 e^{(-0.35 h / s)}$
$C_4 = 0.11 - [0.05 St / do] ^ [-0.7(h / s)^{0.2}]$	$C_4 = 0.11 - [0.05 St / do] ^ [-0.7(h / s)^{0.23}]$
$C_5 = 0.7 + [-0.7 - 0.8 e^{(-0.15 Nd^2)}] [e^{(-1.0 SL / ST)}]$	$C_5 = 0.7 + [-0.7 - 0.8 e^{(-0.15 Nd^2)}] [e^{(-1.0 SL / ST)}]$
$C_6 = 1.1 + [1.8 - 2.1 e^{(-0.15 Nd^2)}] [e^{(-2.0 SL / ST)}] - [0.7 - 0.8 e^{(-0.15 Nd^2)}] [e^{(-0.6 SL / ST)}]$	$C_6 = 1.1 + [1.8 - 2.1 e^{(-0.15 Nd^2)}] [e^{(-2.0 SL / ST)}] - [0.7 - 0.8 e^{(-0.15 Nd^2)}] [e^{(-0.6 SL / ST)}]$

Fuente [18]

Como se puede observar, en la ecuación 7-30 para calcular el coeficiente de transferencia de calor, otro parámetro importante llamado efectividad de aleta ( $\eta$ ) debe ser determinado, para ello existen una serie de ecuaciones que a continuación se denotan:

Para ambas aletas Sólidas y Dentadas,  $\eta$  es:

$$\eta = 1 - (1 - E) Af + A_T \quad (7-35)$$

donde:

$A_f$  = Área de aletas, ft<sup>2</sup>/ft

$A_T$  = Área total, ft<sup>2</sup>/ft

### PARA ALETAS SÓLIDAS

$$A_f = \pi n (4dh + 4h^2 + 2bdo + 4bh) / 24 \quad (7-36)$$

$$A_T = A_f + \pi do (1 - nb) / 12 \quad (7-37)$$

$$E = 1 / [1 + 0.002292 m^2 h^2 ((do + h) / do)^{0.5}] \quad (7-38)$$

donde:

$$m = (24ho / Kb)^{0.5}$$

$n$  = densidad de aletas, aletas/in

$b$  = espesor de la aleta, in

### PARA ALETAS DENTADAS

$$A_f = \pi do [2h (ws + b) + bws] / 12ws \quad (7-39)$$

$$A_T = A_f + \pi do (1 - nb) / 12 \quad (7-40)$$

$$E = [\tanh (mh)] / mh \quad (7-41)$$

donde:

$$m = [24ho (b + ws) / (Kbws)]^{0.5}$$

$ws$  = Amplitud del dentado, in

$do$  = Diámetro exterior del tubo, in

Existen nomogramas que permiten calcular la  $\eta$  de aletas ver apéndice B figura 11, o también en la fuente [20]

## CAÍDA DE PRESIÓN

$$\Delta P_g = (f + a) G^2 N_d / (\rho_g \times 1.083 \times 10^9) \quad (7-42)$$

$$f = C_2 C_4 C_6 [(d_o + 2h) / d_o]^{0.5} \text{ para arreglo alternado} \quad (7-43)$$

$$f = C_2 C_4 C_6 [(d_o + 2h) / d_o] \text{ para arreglo en línea} \quad (7-44)$$

$$a = [(1 + B^2) / (4N_d)] (t_{g2} - t_{g1}) / (460 + t_g)$$

donde:

G = Masa velocidad del gas, lb/ft<sup>2</sup>hr

B = (área libre de gas / área total)<sup>2</sup>

N<sub>d</sub> = Número de tubos establecidos

C<sub>2</sub>, C<sub>4</sub> y C<sub>6</sub> están dadas en la tabla anterior para aletas sólidas y dentadas. [18]

## EFFECTO DE LA CONFIGURACIÓN DE ALETA EN EL DISEÑO

La configuración juega un rol significativo en el diseño de un intercambiador. La selección de la densidad de aleta, la altura y espesor, así como la velocidad del gas afectan el tamaño del intercambiador, peso, área superficial y caída de presión del gas. Optimizar la configuración de aleta, es por consiguiente una de las mayores tareas en el diseño.

Por lo anterior se estudiará el comportamiento de un evaporador y un sobrecalentador con diferentes configuraciones para ilustrar el hecho de que es posible transferir más energía con una área superficial baja y con bajas caídas de presión.

Cuando un HRSG utiliza superficies aletadas, se puede caer en un error si sólo se basa en el área superficial, es por ello que se tienen que evaluar varias alternativas de diseño para seleccionar la más adecuada. La razón es que con diferentes combinaciones de altura, espesor y densidad de aleta, conduce a obtener diferentes coeficientes de

transferencia de calor, efectividad de aleta y coeficientes de transferencia de calor total. Una gran área superficial no necesariamente es el medio para transferir más energía. La capacidad de transferir energía depende del producto del área superficial y del coeficiente de transferencia de calor total, y no solamente del área [71]. Por lo anterior, es necesario analizar unos ejemplos para tener un mejor entendimiento del comportamiento de las aletas.

A continuación el diseño de un evaporador será evaluado con diferentes configuraciones de aleta.

La siguiente tabla muestra información para cada configuración de aleta en la máxima y mínima velocidad:

Tabla 7-11 Efecto de la velocidad del gas en el diseño

Aletas / in	2		4		6	
Masa vel del gas, lb/ft <sup>2</sup> hr	4,000	9,000	4,000	9,000	4,000	9,000
ΔP, in wc	1.00	6.40	0.85	5.70	0.80	5.20
No. hileras	18	29	12	20	9	15
Longitud del tubo, ft	30	13.22	32.35	14.37	35.47	15.77
Área, ft <sup>2</sup>	41,670	29,840	54,337	40,228	64,517	47,800
Temperatura de pared, °F	472	498	495	529	513	552
Temp. Extremo de aleta, °F	684	774	666	753	658	742
Peso de la tubería, lb	72,900	51,760	73,370	54,320	78,530	58,190

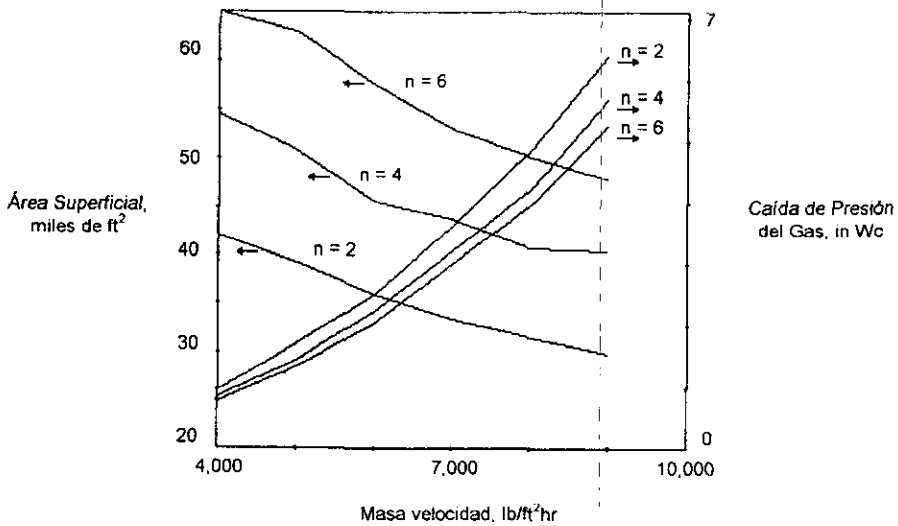
Fuente [18]

De la tabla anterior se pueden hacer las siguientes observaciones:

- Conforme la velocidad de gas aumenta de 4,000 a 9,000 lb/ft<sup>2</sup>hr, el área superficial disminuye de 41,670 a 29,840 ft<sup>2</sup> para el caso de 2 Aletas/in, y la ΔP del gas se incrementa drásticamente de 1 a 6.40 wc.

- Las temperaturas de pared del tubo y extremo de aleta se incrementan de 684 °F a 774 °F con la velocidad del gas también para el caso de 2 aletas/in. Esto es importante para los límites de temperatura del material utilizado; es por ello que la velocidad del gas puede ser reducida a los límites de la temperatura de pared del tubo.

La siguiente gráfica es construida en base a los datos y aproximaciones de la tabla 7.11



**Figura 7.4 Efecto de la configuración de las aletas en el diseño**

Para determinar si una velocidad alta del gas es mejor, deben ser considerados los costos operacionales. Por lo tanto un análisis costo y ciclo de vida basado en las horas de operación por año, costos de potencia, etcétera, deben ayudar en la decisión final.

Que pasa cuando la densidad de aletas varía de 2 a 5 aletas/in, la altura de la aleta varía de 0.5 a 0.75 in. y el espesor de aleta se mantiene con un valor constante de 0.075 in.

La tabla siguiente muestra el estudio del comportamiento por la variación de la geometría de la aleta, la cual fue desarrollada para obtener varias alternativas de diseño.

**Tabla 7-12 Efecto de la geometría de la aleta en el comportamiento de un sobrecalentador.**

Caso No.	1	2	3	4
Carga, MMBtu/hr	14.14	14.18	17.43	17.39
Temp. de salida del Vapor, °F	689	691	747	747
Temp. de salida del Gas, °F	950	950	893	893
Aletas / in	2.0	5.0	2.5	4.0
ΔP del Gas, in wc	0.65	1.20	1.15	1.37
Altura de aleta, in	0.50	0.75	0.75	0.75
Espesor de aleta, in	0.075	0.075	0.075	0.075
Área superficial, ft <sup>2</sup>	2,471	5,342	5,077	6,549
Temp Max. de pared del tubo, °F	836	908	905	931
Temp Extremo de aleta, °F	949	1,033	1,064	1,057
Uo, Btu/ft <sup>2</sup> hr°F	11.79	5.50	8.04	6.23
ΔP lado del tubo, psi	9.0	6.5	11.0	9.0
No. de hileras	6	4	7	6
Efectividad de aleta, %	84	72.2	67.7	70.4

Fuente [19]

Las observaciones que se pueden obtener de la tabla anterior son:

- La energía transferida es la misma para ambos casos de diseño en 1 y 2 con diferente densidad de aleta de 2 y 5 aletas/in. Sin embargo, debido a la gran diferencia en los valores de U, 11.79 y 5.5, el área superficial es de 2.16 veces mayor para el caso 2; es decir 5,342 vs 2,472 ft<sup>2</sup>. La razón es que con una alta densidad de aleta, junto con un valor pequeño de *hi* (del orden de 200 - 250 Btu/ft<sup>2</sup>hr°F comparado con 2,000 Btu/ft<sup>2</sup>hr°F para el agua) resulta en un muy bajo Uo. Por lo tanto mayor área superficial es requerida para la misma carga. Similares resultados se obtienen para los casos 3 y 4 en los cuales se tiene la misma carga.
- También, comparando los casos 2 y 3, podemos observar que el caso 3 transfiere mayor cantidad de energía con menor área superficial debido al valor mayor de U 8.04 el cual

es superior al del caso 2, que tiene un valor de  $U$  de tan solo 5.50, esto es debido a la mejor configuración de la aleta.

- Además, observando los casos 3 y 4 se puede notar que para una carga similar, se tiene mucho mayor área superficial cuando una alta densidad de aleta es usada 6,549 vs 5,077 ft<sup>2</sup>.
- También, la caída de presión del gas con una alta densidad de aleta es mucho más grande. Si se calculan los adicionales consumos de potencia, los resultados nos indicarán que esta selección sería muy mala.
- La temperatura de pared del tubo y la temperatura extremo de la aleta son mucho más altas en el caso 2, comparadas con el caso 1; 908 °F vs 836 °F. Una alta densidad de aleta, resulta en altas temperaturas del tubo. Por lo tanto, se debe de cuidar este parámetro para la selección del material para efecto de resistencia a la temperatura.
- Se observa en los casos 2 y 1 que con una menor altura de aletas (de 0.75 a 0.50), el resultado son mayores coeficientes de transferencia de calor (5.50, 11.79), el área requerida para transferir cargas similares disminuye (de 5,342 a 2,471), por lo cual la efectividad de las aletas mejora (de 72.2 % a 84 %).
- Otro punto importante es que la temperatura extremo de la aleta disminuye de 1,033 a 949 °F al disminuir la altura de la aleta, siendo también un parámetro importante en la selección del material.



### 7.2.3. COMPARACIÓN DE LOS ARREGLOS EN LÍNEA Vs ALTERNADOS Y ALETAS SÓLIDAS Vs DENTADAS

Los tubos con aletas sólidas, así como dentadas son muy utilizados en la industria. Generalmente las aletas sólidas son utilizadas donde la depositación de sólidos es probable; ya que si para estos casos se utilizan aletas dentadas puede haber problemas si las partículas se depositan entre los dientes de las mismas. [18]

Ambos tipos de aletas pueden ser usadas con diferentes arreglos; ya sea en línea o alternado. Las ventajas del arreglo alternado son: mayores coeficientes de transferencia de calor total y menor área superficial, así como en costo; sin embargo la caída de presión puede ser alta dependiendo de la velocidad del gas que se utiliza. Con el siguiente ejemplo se pretende ilustrar el comportamiento de las aletas para ambos casos y comparar el efecto que estas tienen en el diseño del equipo de transferencia de calor. [50]

La siguiente tabla muestra varias opciones para mismas cargas y caídas de presión, 4 aletas/in, 0.75 in de alto y 0.05 in de espesor y flujo de gas de 550,000 lb/hr.

Tabla 7-13 Arreglos en línea y alternado con aletas sólidas y dentadas.

Tipo de aleta	Sólida	Dentada	Sólida	Dentada
Arreglo	En línea	En línea	Alternado	Alternado
Tubos / hilera	29	29	30	30
Longitud, ft	16	17	18	19
$\Delta P$ , in wc	4.2	4.1	4.2	3.9
Área superficial, ft <sup>2</sup>	43,390	41,400	39,867	37,230
$U_o$ , Btu/ft <sup>2</sup> hr°F	8.39	8.76	9.10	9.78
Temp pared del tubo, °F	525	523	524	537
Temp Extremo de aleta, °F	747	738	773	770

Fuente [18]

De la tabla anterior podemos obtener los siguientes puntos:

- Para el arreglo en línea, las aletas dentadas tienen un mayor coeficiente de transferencia de calor comparado con las aletas sólidas 8.76 vs 8.39. Por lo tanto, el área superficial también es menor. Esta misma tendencia se observa para el arreglo alternado.
- El arreglo alternado tiene mayores coeficientes de transferencia de calor y por lo tanto menor área superficial.
- La temperatura de pared y temperatura extremo de aleta, son mayores para el arreglo alternado. Esta observación es importante para los límites de resistencia a la temperatura del material de las aletas.

Como se observa de los ejemplos anteriores la selección del arreglo y tipo de aleta, no es sencillo, por lo tanto su selección debe estar basada en la experiencia.

### 7.3. COMPARACIÓN ENTRE TUBOS NORMALES Y ALETADOS

La tabla siguiente nos proporciona los resultados y comparará los casos cuando se utilizan tubos normales y tubos aletados. La ventaja del uso de tubos aletados es clara:

Tabla 7-14 Comparación del uso de tubos normales y aletados

	<i>Normales</i>	<i>Aletados</i>
Flujo de gas, lb/hr	150,000	150,000
Temperatura de entrada del gas, °F	1,000	1,000
Temperatura de salida del gas, °F	382	382
Q, Btu/hr	24.4	24.4
Uo, Btu/ft <sup>2</sup> hr°F	12.64	7.06
Área superficial, ft	11,500	20,524
Número de hileras	122	20
ΔPg, in wc	4.5	3.2
Peso total de la tubería, lb	48,000	26,000

Fuente [12]

El calentador con tubos aletados es mucho más compacto (solo necesita 20 hileras vs 122 hileras), teniendo una menor caída de presión (3.2 vs 4.5 en los tubos normales), y menor peso (26,000 lb vs 48,000 lb). Por otro lado, el área superficial es mucho mayor cerca de dos veces el área del calentador con tubos normales debido al bajo coeficiente de transferencia de calor. [12]

## **VIII**

# **APLICACIONES DE LOS HRSG's**

## VIII.- APLICACIONES DE LOS HRSG's

Los HRSG's son ampliamente usados en plantas de potencia y plantas de proceso para recuperar energía de varias corrientes de desecho por consideraciones de proceso o economía. Por ejemplo, en plantas de ácido sulfúrico e hidrógeno, controlar la temperatura de salida del gas por medio de un HRSG es más importante que la cantidad de vapor que pueda ser generado, por razones de proceso. Sin embargo, en plantas de potencia que utilizan turbinas de gas o en sistemas de incineración, la mayor cantidad de energía recuperada de las corrientes de gases de desecho, debe ser compatible con los costos totales y de recuperación de la inversión [4]. Es por ello que los HRSG's pueden ser clasificados en dos categorías:

1. Aquellos que son requeridos para enfriar corrientes de gases a una temperatura deseada por razones de proceso.
2. Aquellos cuyo objetivo es maximizar la recuperación de energía compatible por consideraciones económicas. [50]

A continuación se explicará brevemente como los HRSG's pueden ser adaptados a estas diferentes situaciones en distintos procesos.

### EN LA INCINERACIÓN

Se ha estimado que cada individuo puede generar una tonelada por año de desperdicios; este dato nos hace reflexionar acerca de la magnitud del problema ya que todos los desperdicios que se generan deben tratarse y eliminarse de algún modo. Varios métodos han sido utilizados para controlar este problema. [50]

- A. El Relleno Sanitario.
- B. La Composta
- C. El Reciclamiento.
- D. La Incineración.

El relleno sanitario por sus características debe estar localizado muy lejos de las comunidades, lo cual resulta caro por el transporte de desechos, además de que los espacios aptos para este propósito son escasos, es por ello que se han buscado otras opciones. La composta y el reciclamiento de desechos son opciones buenas, sin embargo se necesita una gran conciencia y cooperación pública. [50]

La incineración es otra opción ampliamente usada para el manejo de varios tipos de desperdicios. Una ventaja de la incineración es que existe una reducción del 70 a 90 % en volumen de desechos, lo cual reduce los requerimientos de espacio. En adición una gran cantidad de energía está disponible de los productos de la combustión para generar vapor, el cual puede ser utilizado para generar electricidad vía turbina de vapor - generador. [67]

Por lo anterior, la incineración es ampliamente aceptada como una técnica para eliminar varios tipos de desperdicios sólidos, líquidos y gaseosos. Durante la incineración, grandes cantidades de gases de desecho son generados a temperaturas que varían en el rango de 1,400 °F a 2,400 °F dependiendo del desecho incinerado, nivel de destrucción y equipo usado. La figura 8.1 muestra un incinerador con recuperación de calor. [51]

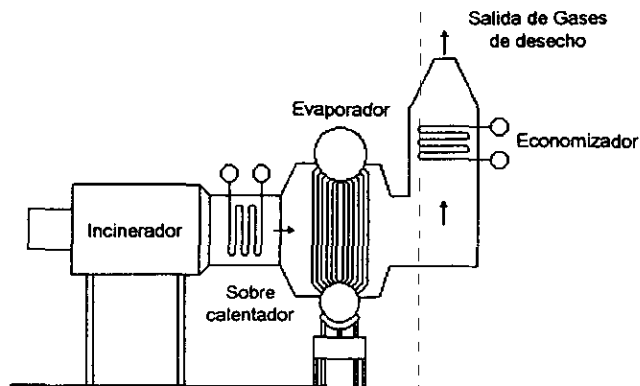


Figura 8.1 Incinerador con recuperador de calor.

Como se mencionó anteriormente, debido a la escasez de espacio, cada vez más ciudades vuelven la vista hacia la opción de la incineración como medio para eliminar desechos municipales. En la actualidad existen plantas con capacidades que van de 200 a 500 Ton/día con temperaturas de gases de salida de alrededor de 1,800 °F. La figura 8.2 muestra un HRGS para 300 ton/día. [48]

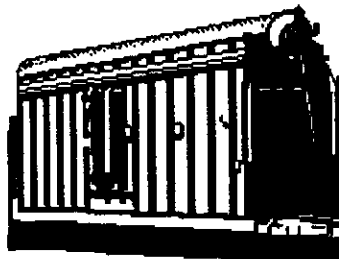


Figura 8.2 HRSG para aplicaciones de sólidos municipales

En la tabla siguiente se muestran valores caloríficos típicos de desechos sólidos.

Tabla 8-1 Valores caloríficos típicos de desechos.

ARTÍCULO	ENERGÍA BTU/lb	
Cartón	6,000	7,500
Papel	5,000	8,000
Desechos alimenticios	1,500	3,000
Plástico	12,000	16,000
Textiles	6,500	8,000
Caucho	9,000	12,000
Pieles	6,500	8,000
Madera	7,500	8,000
Vidrio	50	100
Envases de Lata	100	5,000
Otros	100	500

Fuente [51]

El punto inicial cuando se está evaluando si es conveniente recuperar calor de la incineración es la naturaleza de la corriente de gas; si es limpia, sucia, corrosiva, si transporta ceniza etc. Es decir que el mayor problema en diseño para este tipo de HRSG's es la corrosión de los tubos por el lado por donde fluye el gas. [67]

Debido a las estrictas regulaciones federales y a la necesidad de un ambiente limpio, la incineración ha sido blanco de críticas.

### EN PLANTAS DE ÁCIDO SULFÚRICO

En la producción de ácido sulfúrico por el proceso de contacto, los productos de la combustión de la materia prima pueden ser enfriados utilizando un HRSG en varias etapas del proceso. figura 8.3. [47]

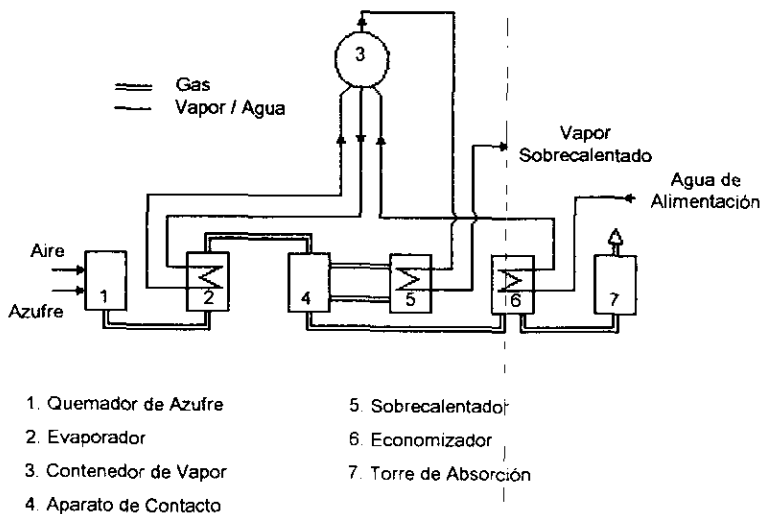


Figura 8.3 Planta de Ácido Sulfúrico



En el proceso de contacto, azufre crudo es quemado en una cámara de combustión, produciéndose  $\text{SO}_2$ ,  $\text{O}_2$ , y  $\text{N}_2$ . Los gases, los cuales están alrededor de  $1,900^\circ\text{F}$  y a una presión de 50 in wc, pasan a través de un evaporador generando vapor saturado o sobrecalentado, dependiendo de la capacidad de la planta y del balance de energía; los gases son enfriados hasta alrededor de  $800^\circ\text{F}$ , la cual corresponde a la temperatura óptima de conversión de  $\text{SO}_2$  a  $\text{SO}_3$  en la presencia de un catalizador. Debido a que la reacción es exotérmica la temperatura del gas se incrementa hasta alrededor de  $900^\circ\text{F}$ . El vapor saturado o sobrecalentado puede enfriar los gases hasta la temperatura óptima de  $800^\circ\text{F}$ .

Después de la última etapa de conversión, la mayoría de  $\text{SO}_2$  se ha convertido a  $\text{SO}_3$ . Los gases de  $\text{SO}_3$  los cuales están alrededor de  $800^\circ\text{F}$ , deben ser enfriados en un economizador antes de que entren a una torre de absorción. Aquí el ácido sulfúrico diluido absorberá y formará el ácido sulfúrico concentrado. [47]

El diseño del economizador debe ser revisado cuidadosamente ya que los gases contienen un gran porcentaje de  $\text{SO}_3$ . Por lo tanto, la temperatura del agua de alimentación debe estar por arriba del punto de rocío del ácido sulfúrico.

## EN PLANTAS CON TURBINAS DE GAS

Las turbinas de gas son muy populares por sus características especiales y por sus ventajas tales como altas eficiencias, bajos requerimientos de agua de enfriamiento, bajos costos de instalación por Kilowatt (comparado con plantas convencionales), ocupan poco espacio, alta disponibilidad y seguridad. Los gases que estas generan, tienen alrededor de 16 a 18 % de oxígeno debido al alto exceso de aire usado en la cámara de combustión; estos pueden ser usados eficientemente para generar vapor en un HRSG. La temperatura típica del gas de salida de las turbinas está alrededor de  $900^\circ\text{F}$ . [51] [28]

Las turbinas de gas junto con el HRSG pueden operar, ya sea en Ciclo Combinado o modo de Cogeneración mejorando la eficiencia del sistema, comparado con la operación de

la Turbina solamente. En el modo de Ciclo Combinado la eficiencia puede alcanzar de 55 a 60 %, mientras que en el modo de Cogeneración, la eficiencia puede ser de 75 a 85 %. [1]

Cuando el vapor que genera el HRSG es utilizado en las turbinas de vapor, es llamado Ciclo Combinado de operación, el cual se refiere a los dos ciclos que están involucrados *Ciclo Brayton* y *Ciclo Rankine*. En el modo de Cogeneración, el vapor producido por el HRSG es usado principalmente para aplicaciones del proceso tales como calentamiento, secado etc. El concepto de generación de vapor para generar potencia y utilización en el proceso es llamado Cogeneración. Este concepto ha sido adoptado cada vez por más industrias y por sus ventajas se prevé que cada vez será más utilizado como lo muestra la siguiente tabla. [74] [29]

**Tabla 8-2 Capacidad proyectada 1991 - 2000 ( MW )**

América del Norte	12,000	25,000
Europa del Oeste	9,000	18,000
Japón	3,000	6,000
América del Sur	3,000	3,000
Europa del Este	2,000	2,000
Asia	13,000	4,000
<b>Total</b>	<b>42,000</b>	<b>60,000</b>

Fuente [74]

Las plantas de Ciclo combinado tienen numerosas ventajas:

1. Alta relación de producción de potencia por espacio de suelo.
2. Arranque rápido (dos horas); mientras que para las plantas de potencia convencionales toma de (8 a 15 horas).
3. Altas eficiencias (55 a 60 %) comparado con plantas convencionales.

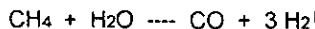
4. Los requerimientos de agua de enfriamiento son menores (alrededor de la mitad) comparado con las plantas que queman combustibles fósiles. En las regiones desérticas, las turbinas de gas son muy populares.
5. La emisión de contaminantes es menor.
6. El periodo de construcción es menor.

Las turbinas de gas que se basan en el Ciclo Combinado, probablemente reemplazarán a las unidades nucleares. El departamento de energía de los Estados Unidos estima que las turbinas de gas pueden proporcionar más del 80 % de la capacidad total de la generación eléctrica. [75]

#### EN PLANTAS DE REFORMADO DE VAPOR

El proceso de reformado de vapor es uno de los más importantes en la industria química ya que este es usado en la manufactura de amoníaco, hidrógeno, metanol y muchos otros químicos producidos a partir de hidrógeno y monóxido de carbono. Este proceso se lleva acabo a temperaturas muy altas del orden de 1,380 °F - 1,650 °F, lo cual genera una gran cantidad de calor de desecho. Es por ello que la recuperación de este calor es crucial para la economía del proceso. [14]

En el proceso de reformado, un hidrocarburo ligero, típicamente metano, se hace reaccionar con vapor sobre un catalizador de níquel para formar una mezcla de hidrógeno y monóxido de carbono:



Una gran cantidad de calor es requerido para mantener la temperatura de reacción, además de que el proceso se lleva acabo alrededor de 30 atm. [14]

El gas natural u otros combustibles son quemados para proporcionar el calor necesario. Una gran cantidad de gases de desecho son generados y salen a temperaturas de 1,600 °F a 1,800 °F, que pueden ser aprovechados instalando un HRSG.

Los efluentes del reformador primario son llevados hacia un reformador secundario aquí el metano es convertido parcialmente a H<sub>2</sub>. El efluente del reformador secundario es llamado gas reformado y este debe ser enfriado de 1,740 °F a 660 °F. Los gases enfriados entran a un convertidor donde la conversión de CO a CO<sub>2</sub> toma lugar con la presencia del catalizador y el vapor, el H<sub>2</sub> también se forma. Otra conversión adicional de CO<sub>2</sub> se lleva acabo en otro convertidor después de enfriar los gases hasta alrededor de 390 °F. [51]

Puesto que la conversión completa no se alcanza, los gases son introducidos a un metanizador donde se convierten trazas de CO<sub>2</sub> a metano y vapor de agua. Los gases que salen del metanizador se comprimen a muy altas presiones, que varían de 250 a 450 atm y entran a un convertidor donde el N<sub>2</sub> y el H<sub>2</sub> interactúan para formar el NH<sub>3</sub>. La reacción exotérmica incrementa la temperatura del gas alrededor de 480 °F. El gas tiene que ser enfriado antes de pasar a través de otra etapa de conversión puesto que la formación de NH<sub>3</sub> es incompleta. Después de que la conversión de amoniaco es completa, se separa el hidrógeno del NH<sub>3</sub>. [51]

Esto describe brevemente el proceso de reformado y la manufactura de H<sub>2</sub> y NH<sub>3</sub>. Como se puede apreciar, varias corrientes están disponibles para la recuperación de calor. La figura 8.4 muestra el esquema de este proceso. [50]

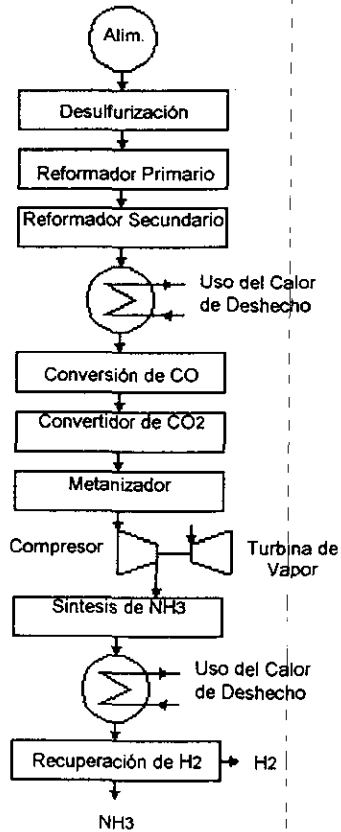
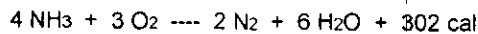
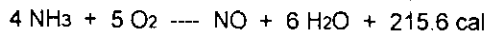


Figura 8.4 Esquema de una Planta de Hidrógeno.

## EN PLANTAS DE ÁCIDO NÍTRICO

En escala comercial, el ácido nítrico es producido por la oxidación de amoníaco con aire en un proceso de contacto. En la presencia de un catalizador, la siguiente reacción exotérmica tiene lugar alrededor de 1,500 °F.



Los gases salen alrededor de 1,500 °F y son enfriados en un HRSG hasta alrededor de 600 °F. Los gases son adicionalmente enfriados en un intercambiador con el agua de alimentación hasta alrededor de 300 °F. El óxido nítrico reacciona con el oxígeno residual de el aire para formar dióxido de nitrógeno a bajas temperaturas. Los gases de NO<sub>2</sub> son entonces absorbidos en una torre para producir ácido nítrico diluido. Los economizadores en plantas de ácido nítrico son muy susceptibles a la corrosión por el ácido nítrico por lo cual su diseño debe incluir materiales resistentes a este. [51]

### **RECUPERADORES DE CALOR DE CRACKERS CATALÍTICOS DE LECHO FLUIDIZADO**

El HRSG también puede ser usado para recuperar energía de la corriente de gas de desecho de Crackers Catalíticos de Lecho Fluidizado usados en refineries. La temperatura de estos gases están alrededor de 1,400 °F, los cuales pueden ser aprovechados para generar vapor. [48]

**IX**

**MATERIALES UTILIZADOS PARA  
PREVENIR FALLAS POR  
CORROSIÓN EN LOS HRSG's**

## IX. MATERIALES UTILIZADOS PARA PREVENIR FALLAS POR CORROSIÓN EN LOS HRSG's

En los HRSG's la determinación de los constituyentes del gas de desecho es vital para la selección del material adecuado para la transferencia de calor. La evaluación incorrecta de los componentes del gas puede dar origen a fallas por corrosión en las superficies metálicas del equipo. [9]

En general, los siguientes puntos deben ser considerados antes de seleccionar el material adecuado para transferir calor:

1. Cómo se debe proceder si el gas contiene humedad que puede condensar cuando es enfriado.
2. Cómo proceder si el gas contiene ácidos, tales como sulfúrico y/o clorhídrico que pueden condensar cuando son enfriados.
3. - Qué hacer si el gas contiene partículas que pueden adherirse y corroer la superficie de intercambio durante el enfriamiento.

Los gases de muchos combustibles fósiles y sólidos contienen ácidos, partículas y humedad en varias combinaciones y concentraciones que dependen del combustible que va a ser quemado. Para que sea adecuado el material de la superficie de transferencia de calor, debe ser seleccionado para enfriar los gases con alta temperatura y al mismo tiempo resistir los efectos combinados de estos constituyentes. [9]

Esos constituyentes son principalmente:

**Agua.** Las corrientes de gases de desecho contienen agua en forma de vapor. El vapor de agua condensa si el gas se pone en contacto con superficies frías que estén a temperaturas más bajas que el punto de rocío del agua.



En aplicaciones donde el gas es obtenido de una combustión limpia (tal como gas libre de azufre), el vapor de agua es la principal consideración para la selección del material de la superficie. Cuando esta opera a temperaturas por arriba del punto de rocío del vapor de agua, el acero al carbón es aceptable. [9]

**Ácido Sulfúrico.** Cuando los gases de desecho contienen ácido sulfúrico en forma de vapor son ligeramente corrosivos, así mismo, cuando el ácido empieza a condensar en el punto de rocío. Los economizadores protegidos con hierro fundido pueden ser utilizados para *minimizar esta suave corrosión potencial*, si se opera a temperaturas cercanas al punto de rocío del ácido. [9]

Conforme se trabaja a temperaturas cada vez más bajas, el ácido se vuelve más diluido y más corrosivo. Bajo estas condiciones, se recomienda el uso de tubos de grafito, aleaciones al alto níquel o vidrio borosilicato, ya que el acero al carbón, el acero inoxidable y la protección de hierro fundido son vulnerables al ataque del ácido sulfúrico. [9]

**Ácido Clorhídrico y Fluorhídrico.** Las corrientes de gas que contienen gases de cloro y flúor generalmente no son corrosivos para la mayoría de los materiales a menos de que se alcance su temperatura de rocío. La mayoría de las aplicaciones en incineración, contienen cantidades significativas de estos halógenos en los gases que este genera, lo cual complica las consideraciones de diseño. Los materiales no corrosivos usados para aplicaciones con ácido sulfúrico son aceptables también para HCl y HF, con excepción del vidrio borosilicato *en servicio con HF*.

**Partículas.** Muchas corrientes de gases contienen partículas que pueden adherirse a las superficies de intercambio de calor. Las partículas con poca adhesión pueden ser lavadas o removidas fácilmente. Las partículas que se adhieren fuertemente deterioran los tubos, esto causado por la depositación de ácidos en conjunción con las partículas. Los materiales convenientes para prolongar el lavado con agua pueden ser el hierro fundido, aleaciones con alto contenido de níquel, vidrio borosilicato o grafito. [9]

En operaciones a alta temperatura, los materiales más comunes son el acero al carbón (<1 % Cr) y acero Cr-Mo (1 a 12 % Cr y 1 % Mo). Sus usos incluyen generación de potencia, plantas petroquímicas, refinerías, e incineración de desperdicios. Estas aleaciones son utilizadas en servicios por arriba de 1,400 °F. Para aplicaciones a muy alta temperatura (por arriba de 2,000 °F) es común el uso de aleaciones Cr-Ni-Mo las cuales contienen (12 a 25 % de Cr y de 5 a 25 % de Ni). [66]

Una amplia lista de aleaciones resistentes al calor y a la corrosión comúnmente usadas, pueden encontrarse en las referencias [66] y [45].

**Tabla 9-1 Algunos materiales y su costo**

Material	Rango de Temp. °F	\$ Lb *
Acero al carbón	70 - 800	0.45
5 % Cr-Mo	800 - 1,200	1.03
Acero Inoxidable 304	800 - 1,500	1.33
Acero Inoxidable 316	800 - 1,500	1.79
Inconel	más de 1,500	14.79

\* Feb 1998 valores en USD

Una vez que los componentes de la corriente de gases de desecho son evaluados, se puede seleccionar el tipo de superficie de transferencia de calor. Como se mencionó en capítulos anteriores, existen dos tipos de superficies, tubos normales y aletados. La tabla 9 - 2 contiene un resumen de materiales convenientes para estas superficies y algunas aplicaciones típicas. [9]

Tabla 9-2 La selección de la superficie depende de la aplicación

Superficie	Combustible o Proceso					
	Gas Natural	Aceite Comb. ( < 1.5 % S )	Aceite Resid. ( < 1.5 % S )	Carbón ( Todo tipo )	Desechos sólidos Municipales.	Corteza de Madera
Aleta Espiral	R	D	NR	NR	NR	NR
Aleta Paralela	R	R	R	R	R	R
Protegida con hierro fundido	NA	R	R	R	D	D
Grafito	R	R	R	R	R	R
Vidrio Borosilicato	R	R	D	D	NR	NR
No aletado	NA	NA	R	R	R	R

Fuente [9]

R Recomendado

D Depende de otros factores

NA Generalmente no aplicado debido a consideraciones económicas

NR No recomendado

La tabla 9-3 presenta las máximas temperaturas y presiones permisibles para varias superficies.

Tabla 9-3 Máximas temperaturas permisibles de varias superficies

Máximo Permissible	Superficie					
	Acero	Aletas Paralelas	Aletas con hierro fundido	Grafito	Vidrio Borosilicato	Aleaciones comunes
Temp del Gas de Salida, °F	1,600	1,200	1,000	500	500	1,800
Temp (Pared del Tubo), °F	850	850	800	365	400	1,600
Presión del Tubo, psig	3,200	3,200	2,400	75	75	3,200

Fuente [9]

En general para poder determinar el mejor material se presentan los siguientes puntos:

1. Características del gas. Conocer la composición, temperatura y velocidad del gas.
2. Requerimientos del material. Resistencia a la corrosión, propiedades físicas, propiedades mecánicas y mantenimiento.
3. Selección del material. Expectativas de vida, confiabilidad, disponibilidad y costo.

La decisión final en la selección del material, se basa en el análisis del costo beneficio.

**X**

**CORROSIÓN POR ALTA Y BAJA  
TEMPERATURA**

## X. CORROSION POR ALTA Y BAJA TEMPERATURA

### 10.1. CORROSIÓN POR BAJA TEMPERATURA

Al intentar incrementar la eficiencia térmica del equipo mediante la reducción de la temperatura de salida del gas (ver figura 10.1), no se deben perder de vista los problemas que se pueden ocasionar, ya que si se alcanza la temperatura de condensación de los gases, estos pueden generar agentes corrosivos. [9]

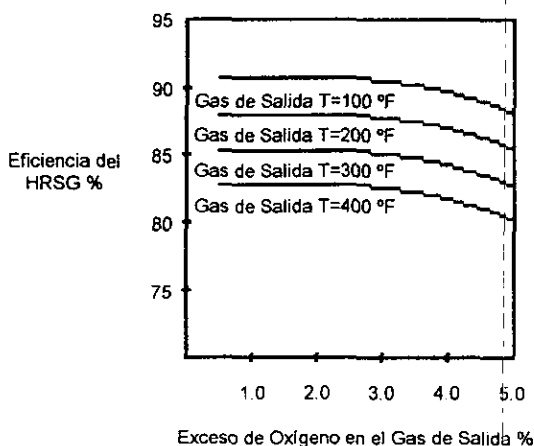


Figura 10.1 La eficiencia se incrementa conforme la temperatura de salida del gas disminuye

Los problemas de corrosión por baja temperatura, pueden ser encontrados en los componentes metálicos de intercambiadores de calor, tales como economizadores, precalentadores de aire, ventiladores de tiro inducido y chimeneas. [15]

La corrosión puede ser ocasionada por la condensación de ácidos corrosivos en la superficie de los tubos, los cuales operan por debajo del punto de rocío del ácido. Los

economizadores son utilizados para recuperar calor y como se mencionó anteriormente, son usados para precalentar el agua que entra al sistema (HRSG); estos operan a bajas temperaturas del metal, es por ello que se incrementa la susceptibilidad a la corrosión por los diferentes vapores ácidos presentes en los gases de desecho, tales como, ácido sulfúrico, clorhídrico, bromhídrico y carbónico. [50]

## CAUSAS

*Cuando un combustible limpio es quemado, los productos de la combustión son limpios. Por otro lado, si un combustible sucio es quemado, los gases productos de la combustión contienen algunos elementos indeseables, los cuales hacen que el diseño y operación del sistema de recuperación de calor sea de mayor dificultad. [8]*

Por ejemplo, cuando los combustibles que contienen azufre son quemados, se forman dióxido de azufre y una pequeña cantidad de trióxido de azufre, adicionalmente al CO<sub>2</sub> y vapor de agua que se forma en la reacción de combustión. El SO<sub>3</sub> se combina con el vapor de agua y forma ácido sulfúrico; si este llega a condensar, puede corroer y destruir los tubos; también cuando se enfría por debajo del punto de rocío del vapor del agua el CO<sub>2</sub> puede combinarse con el vapor de agua y formar ácido carbónico, el cual puede atacar al acero. Esta condensación tiene lugar en las superficies que están en o por debajo de la temperatura del punto de rocío del gas. [17]

Por lo anterior la estimación del punto de rocío de estos ácidos es un parámetro muy importante para evitar este tipo de corrosión.

De las siguientes correlaciones se obtienen los puntos de rocío de varios gases ácidos como una función de su presión parcial en los gases de desecho. La Figura 10.2 nos proporciona el punto de rocío del ácido sulfúrico. [50]

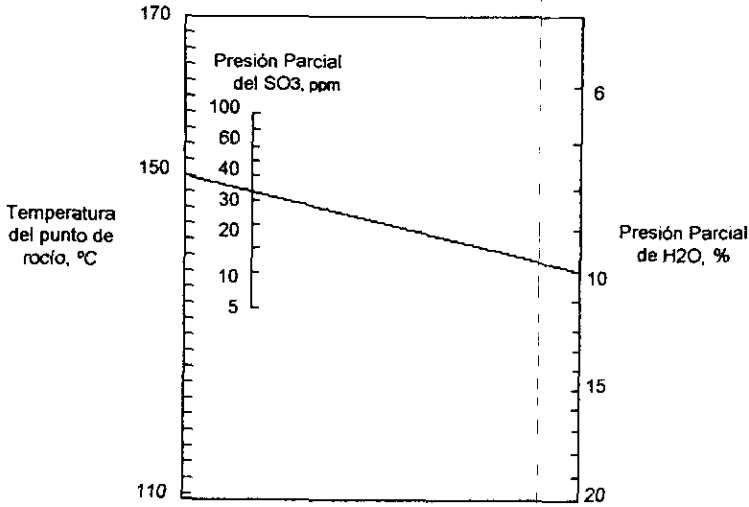


Figura 10.2 Nomograma para estimar el punto de rocío del ácido sulfúrico

Correlaciones que son derivadas del equilibrio líquido - vapor para los siguientes ácidos HBr, HCl, HNO<sub>3</sub>, H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> y SO<sub>2</sub>. [8]

Ácido Bromhídrico

$$1,000 / TDP = 3.5639 - 0.1350 \ln P_{H_2O} - 0.0398 \ln P_{HBr} + 0.00235 \ln P_{H_2O} \ln P_{HBr}$$

Ácido Clorhídrico

$$1,000 / TDP = 3.7368 - 0.1591 \ln P_{H_2O} - 0.0326 \ln P_{HCl} + 0.00269 \ln P_{H_2O} \ln P_{HCl}$$

Ácido Nítrico

$$1,000 / TDP = 3.6614 - 0.1446 \ln P_{H_2O} - 0.0827 \ln P_{HNO_3} + 0.00756 \ln P_{H_2O} \ln P_{HNO_3}$$

Ácido Sulfuroso

$$1,000 / TDP = 3.9526 - 0.1863 \ln P_{H_2O} - 0.000867 \ln P_{SO_2} + 0.000913 \ln P_{H_2O} \ln P_{SO_2}$$

Ácido Sulfúrico

$$1,000 / TDP = 2.276 - 0.0294 \ln P_{H_2O} - 0.0858 \ln P_{H_2SO_4} + 0.0062 \ln P_{H_2O} \ln P_{H_2SO_4}$$



En donde:

$T_{DP}$  es la temperatura de punto de rocío en K (grados Kelvin) y  $P$  es la presión parcial (mmHg).

Es importante hacer notar que el máximo valor de la corrosión ocurre a una temperatura mucho más baja que la del punto de rocío, Figura 10.3. [50]

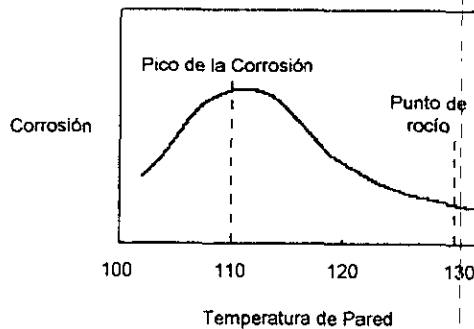


Figura 10.3 Corrosión como función de la Temperatura de la pared

Por lo anterior la determinación de la temperatura de pared del tubo en el economizador es importante [17] y se calcula con la ecuación:

$$T_w = 0.5 [T_i + T_g - U (T_g - T_i) (1 / h_o - 1 / h_i)] \quad (10-1)$$

donde:

$T_w$  = Temperatura promedio de la pared del tubo, °F

$h_i$  = Coeficiente de transferencia de calor por dentro de los tubos,

BTU/ft<sup>2</sup>hr°F

$h_o$  = Coeficiente de transferencia de calor por fuera de los tubos,  
BTU/ft<sup>2</sup>hr°F

$T_i$  = Temperatura del agua por dentro de los tubos, °F

$T_g$  = Temperatura del gas por fuera de los tubos, °F

$U$  = Coeficiente de transferencia de calor total, BTU/ft<sup>2</sup>hr°F

## MÉTODOS PARA EVITAR LA CORROSIÓN POR BAJA TEMPERATURA

Básicamente hay dos aproximaciones usadas para combatir el problema de la corrosión por baja temperatura:

- A. **Evitarla** con el uso de medidas preventivas, las cuales mantengan la temperatura de los gases por arriba de la de rocío y así evitar la condensación.
- B. **Permitir la condensación de los ácidos**, utilizando materiales resistentes a la corrosión tales como vidrio y teflón. [17]

## MÉTODOS PARA EVITARLA

- **Mantener una temperatura del agua de alimentación**, razonablemente alta. Si el cálculo del punto de rocío es por ejemplo 250 °F, el agua de alimentación a 250 °F debe mantener la temperatura de pared del tubo por arriba del punto de rocío.
- Se puede utilizar un intercambiador de calor figuras 10.4, 10.5, 10.6 para incrementar la temperatura del agua de alimentación. [17]

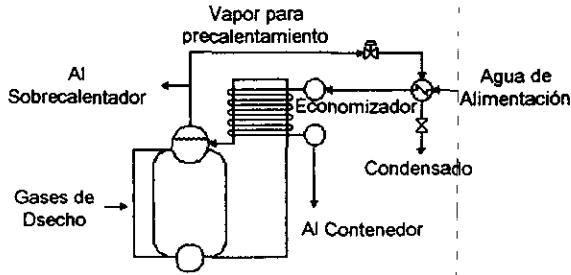


Figura 10.4

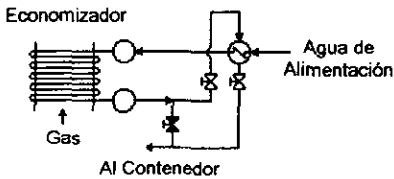


Figura 10.5

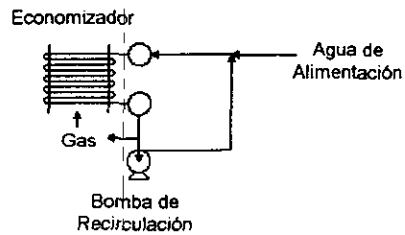


Figura 10.6

- **Utilizando materiales adecuados, se puede proteger a las superficies de intercambio de calor del ataque corrosivo, si la condensación es probable. Este concepto se ha extendido por la recuperación de calor sensible y latente de los gases de desecho, incrementando la eficiencia térmica del sistema en varios puntos porcentuales y que son llamados intercambiadores de calor con condensación.**

Si los gases contienen un 10 % en volumen de vapor de agua, por la condensación de estos, aproximadamente 30 Btu/lb de gases de desecho pueden ser recuperados. Esto es cercanamente equivalente a una disminución en la temperatura del gas de 120 °F, si calor sensible es transferido solamente. [17]

Una gran cantidad de calor sensible y latente en los gases de desecho pueden ser recuperados si el gas es enfriado por debajo del punto de rocío del agua. Esto implica que si está presente en la corriente de gas el ácido sulfúrico, condensa en las superficies de transferencia de calor ya que su punto de rocío es más alto que el del vapor de agua. [17]

El vidrio de Borosilicato y el Teflón han sido ampliamente usados en superficies de transferencia de calor para este tipo de servicios. El vidrio es conveniente para bajas temperaturas y presiones (menores de 450 °F a 100 psig). En el caso de intercambiadores de calor con condensación que utilizan Teflón, una delgada capa (alrededor de 0.015 in) es colocada sobre los tubos de acero y con ello la superficie es resistente a la corrosión por el ácido sulfúrico. [17]

La inversión inicial es alta asociada con los intercambiadores de calor con condensado, esta debe ser cuidadosamente revisada junto con la energía recuperada, costo de combustible, tiempo de recuperación de la inversión, es decir un análisis del costo beneficio que implica.

## 10.2. CORROSIÓN POR ALTA TEMPERATURA

La corrosión por donde fluye el gas, asociado con altas temperaturas del gas y del metal es frecuentemente encontrada en gases sucios tales como los que se generan en la incineración de desechos sólidos. Esta puede ser clasificada en dos tipos:

1.- **Corrosión en fase líquida por alta temperatura**, este tipo de corrosión es causada por la fusión de sales metálicas alcalinas tales como cloruros metálicos y sus mezclas eutécticas que tienen bajos puntos de fusión en los rangos de 600 - 1,600 °F. Estas sales se depositan en la superficie de los tubos y atacan la base del metal. Como un ejemplo, si el combustible contiene vanadio y sodio, el pentóxido de vanadio ( $V_2O_5$ ) y el óxido de sodio ( $Na_2O$ ) forman un eutéctico que disuelve la magnetita. [15] La tabla 10.1 muestra los puntos de fusión de

algunos eutécticos encontrados en aplicaciones de sólidos de desperdicios municipales. [50]  
[48]

**Tabla 10.1 Puntos de Fusión de algunas sales y óxidos  
presentes en incineradores**

Composición, Fracción mol	°C	°F	Observaciones
P <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	569	1,056	
0.5 NaCl - 0.26 Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> - 0.24 Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	612	1,134	Eutéctico Terciario
0.65 Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> - 0.35 NaCl	623	1,153	Eutéctico Binario
0.62 Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub> - 0.38 NaCl	633	1,172	Eutéctico Binario
NaCl	801	1,474	
Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	884	1,623	
Ca <sub>2</sub> O	1,236	2,257	
Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	1,462	2,664	Descomposición

Fuente [8]

Si la temperatura de la corriente de los gases de desecho está por arriba de los puntos de fusión de cualquiera de las sales presentes, entonces la superficie de los tubos, se cubre de escorias; esto no solo impide la transferencia de calor, sino que también causa problemas de corrosión, ver figura 10.7. [15]



Figura 10.7 Corrosión por alta temperatura

La reducción de la temperatura del gas en las secciones de convección por debajo de las temperaturas de fusión de estas sales, puede minimizar la escoriación y evitar la incrustación y depositación causantes de la corrosión. Una limpieza apropiada de la superficie de los tubos por medio de mecanismos sopladores de hollín, ayudan a desalojar los depósitos tan pronto como se forman, esto ayuda a minimizar este tipo de corrosión, también, un adecuado lavado con agua ayuda a remover los depósitos que pudieron haberse formado. El lavado es usualmente realizado en los sobrecalentadores para mejorar la transferencia de calor por la remoción de estos depósitos. La frecuencia de lavado depende del combustible quemado, ver figura 10.8. El carbón y los desechos de sólidos municipales tienen alto contenido de cenizas y se requiere por lo tanto un lavado más frecuente, que cuando se utiliza gas natural. Por ejemplo, los desechos de sólidos municipales pueden requerir un lavado mensual, mientras que con gas natural puede ser lavado durante los paros programados de la planta. [50]

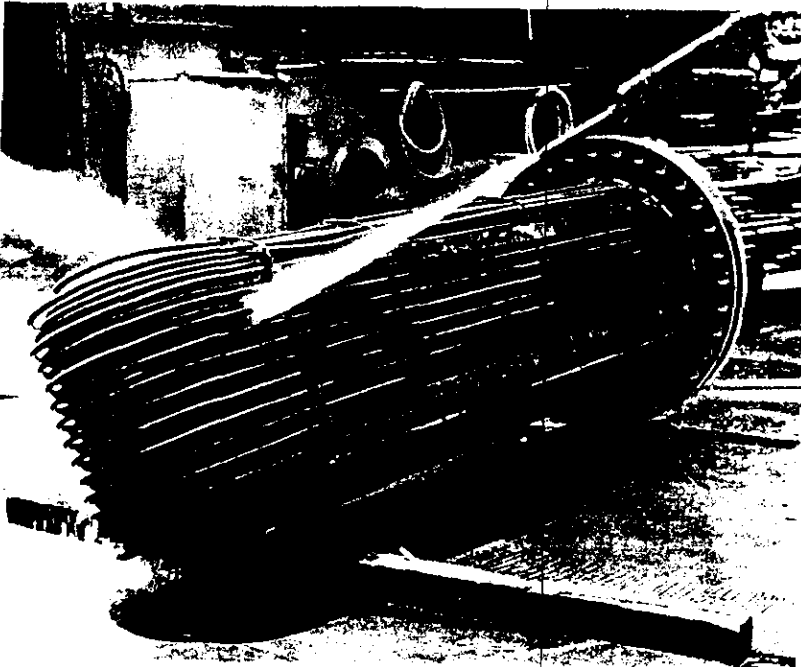
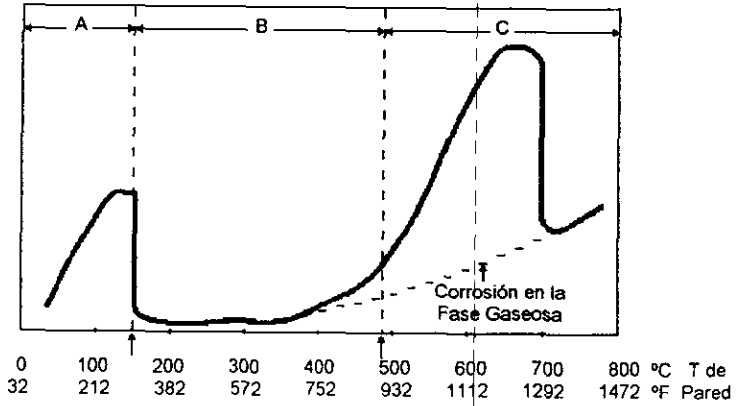


Figura 10.8 Lavado de un intercambiador de Calor

2.- Corrosión debido al HCl y gases de Cl<sub>2</sub>. El HCl se forma debido a la combustión del plástico en los desperdicios. Este es muy corrosivo por arriba de 800 °F como se observa en la figura 10.9. Los sobrecalentadores deben ser diseñados teniendo en cuenta estos parámetros ya que trabajan a temperaturas altas. [8]



A = Rango de Corrosión Electrolytica.

B = Rango de Corrosión debido al Cloruro Férrico o a la formación de Sulfato Férrico.

C = Rango de Corrosión debido al Cloruro Férrico o a la descomposición del Sulfato Férrico.

Figura 10.9 Valor de corrosión debido a cloruros como una función de la temperatura

**XI**

**QUÍMICA DEL AGUA PARA LA  
GENERACIÓN DE VAPOR**



## XI. QUÍMICA DEL AGUA PARA LA GENERACIÓN DE VAPOR.

### 11.1. GENERALIDADES

El agua es el compuesto más abundante en la superficie del planeta, necesario para el desarrollo de la vida en todas sus fases, incluso para el desarrollo comercial, industrial, etc.

El uso del agua se puede clasificar de la siguiente manera:

Doméstico	Bebida	Higiene personal
	Usos domésticos	Higiene de vivienda Vehículo para eliminación
Industrial	Fuente de Energía	
	Transporte de calor	
	Materia prima	
	Elemento auxiliar de fabricación	
Agrícola	Riego	

Una de las aplicaciones del agua más amplia e importante es el de uso industrial. Esta emplea el agua de varias maneras, tales como:

1. Para generar vapor y usar la energía y calor contenidos en el.
2. Para transformación de materias.
3. En diversos productos manufacturados.
4. Para limpieza.

Cualquiera que sea su uso y en todos los campos industriales de su aplicación, el agua siempre requiere de un tratamiento previo ya que de no ser así, se presentarán problemas de diversa índole, tales como: sedimentación, Incrustación y corrosión. De ahí la importancia de que si se desea un máximo rendimiento de los equipos que están involucrados con el agua, deberá establecerse un tratamiento de esta adecuado para cada aplicación. [73]

Para poder tratar el agua, es necesario precisar la utilización que se le va a dar y conocer a fondo las impurezas que lleva consigo, para que de esta forma se pueda atacar el problema de manera efectiva. [73]

La función primaria de un generador de vapor es el alcanzar y mantener una carga de calor máxima con un mínimo de costos de operación e inactividad. Los HRSG's se comportan de una manera eficiente bajo condiciones limpias y su comportamiento se ve significativamente afectado por la obstrucción o ensuciamiento del lado del agua y también por el lado del gas, si este es tubo de gases o tubo - agua. **Una buena química del agua es el camino para reducir los efectos adversos del ensuciamiento del lado por donde fluye.** [7]

## 11.2. QUÍMICA DEL AGUA EN LA GENERACIÓN DE VAPOR

El sistema de generación de vapor (fig. 11.1) puede ser descrito por varias características: Calidad del agua de alimentación, uso del vapor, diseño del evaporador, métodos de tratamiento del agua y procedimientos de monitoreo. [70]

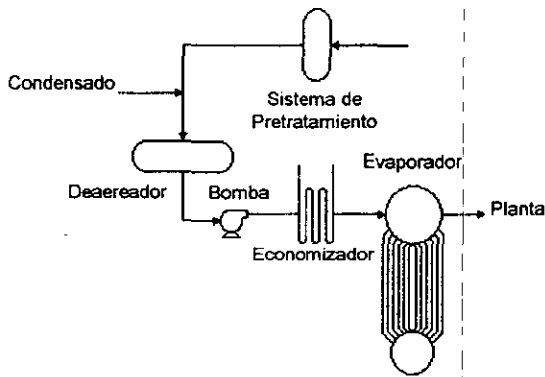


Figura 11.1 Sistema típico de generación de vapor

Los programas de tratamiento del agua para los sistemas que generan vapor tienen dos objetivos primarios: El control de los depósitos y minimizar la corrosión. Para seleccionar el mejor tratamiento químico, muchos factores deben ser evaluados incluyendo: costo, procedimiento de control y monitoreo, estándares industriales y regulación de emisiones. [70]

El control de la química del agua antes y después de que esta entre al sistema de generación de vapor, es vital para una operación eficiente y aceptable en costos de mantenimiento del equipo. [69]

El tratamiento del agua en la generación de vapor consiste de métodos externos para reducir o remover impurezas antes de que estas entren al sistema, así como de métodos internos, los cuales son métodos químicos para tratar el agua que se recircula. [70]

## **INCRUSTACIÓN Y CORROSIÓN**

Cualquiera que sea el origen, el agua usada para generar vapor contiene varias impurezas, la mayoría son típicamente compuestos de hierro, calcio y magnesio. Estas sales pueden precipitar, generar sedimentos y eventualmente formar incrustaciones las cuales se depositan en las superficies internas del generador de vapor. **El resultado de estas incrustaciones es una gran disminución en la eficiencia del sistema.** [69]

Adicionalmente, una constante exposición de las superficies del metal con el agua de alimentación o con condensado que contenga oxígeno, trae como consecuencia una rápida corrosión y deterioro de los componentes del sistema de vapor. Sin un tratamiento para inhibir la corrosión, el equipo requiere un mantenimiento excesivo y un prematuro reemplazamiento. [69]

Es importante hacer notar que en el diseño del generador, la presión de operación puede influir en la cantidad de incrustación y corrosión, ya que conforme la presión de operación se incrementa, la temperatura de la superficie del metal también aumenta, resultando en un incremento en ambos valores de deposición y corrosión. [70]

La incrustación, la corrosión y otros sólidos remanentes son algunos de los problemas que causa el agua si no es tratada antes de su utilización. Si se identifican las condiciones que previenen o minimizan la aparición de estos fenómenos y si se toman las medidas para optimizar las condiciones del agua, se mejora la eficiencia en la producción de vapor, además de que se extiende la vida del equipo. [69]

## INCRUSTACIONES

Es una acumulación progresiva de material sólido formado en las superficies internas del generador de vapor. La incrustación está asociada con compuestos cuyas solubilidades disminuyen con el incremento de la temperatura, cuando la concentración de las impurezas del agua excede su límite de solubilidad, entonces la precipitación ocurre. Estas predominantemente son sales de calcio y magnesio, las cuales se aglomeran en la superficie de transferencia de calor en forma de sedimento. [69]

La formación de incrustaciones afecta desfavorablemente a la transferencia de calor y a la eficiencia de energía en el generador, resultando en un excesivo consumo de combustible. Por ejemplo, se ha encontrado que cerca del 7 % de combustible es desperdiciado cuando las incrustaciones alcanzan un espesor de  $1/32$  in, y que incrustaciones con espesores de  $1/9$  in causan pérdidas de aproximadamente 16 %. [69]

La disminución de la eficiencia en la producción de vapor y el combustible desperdiciado, no son solamente los efectos adversos de la formación de incrustaciones a causa de que estas actúan como un aislante que inhibe la transferencia de calor, además se elevan las temperaturas normales de operación. Esto trae como resultado el sobrecalentamiento de los tubos con sus eventuales fallas y daño al equipo, primero se presenta el pandeo y después la ruptura de los tubos ver figura 11.2. [69] [16]



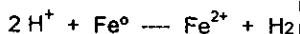
Figura 11.2 Tubo destruido a causa de la incrustación

## CORROSIÓN

Es la destrucción de un metal por la reacción electroquímica con su ambiente. En los sistemas de generación de vapor, las condiciones ambientales ideales para la acción corrosiva incluyen:

1. Agua caliente con un bajo pH o condición ligeramente ácida.
2. Contenido de oxígeno en el agua.

El mecanismo general del ataque ácido con el metal es:



El oxígeno puede destruir directamente el metal del tubo por la siguiente reacción:



Las medidas para la prevención de la corrosión incluyen el uso de equipo deaerador y químicos para remover el oxígeno y otros gases del agua de alimentación. [27]

El oxígeno disuelto es removido mecánicamente en un deaerador, usando vapor de baja presión. Las pequeñas concentraciones de oxígeno que permanecen después de la deaeración, son removidas químicamente, usando agentes reductores conocidos como removedores de oxígeno. [70]

Existen dos categorías de removedores de oxígeno: Inorgánicos y Orgánicos. Los inorgánicos más utilizados son el Sulfato de Sodio y la Hidrazina. Los orgánicos más comunes son la Hidroquinona, Hidroxilaminas y la metil-etil-ketoxima. Cada uno de ellos tienen sus ventajas y desventajas relacionadas con su costo, monitoreo y comportamiento. [70]

La remoción del dióxido de carbono y oxígeno del agua de alimentación es esencial para prevenir la corrosión en estos sistemas. El resultado de la condensación del CO<sub>2</sub> es la formación de ácido carbónico (H<sub>2</sub>CO<sub>3</sub>), el cual es altamente corrosivo; sólo una pequeña cantidad de CO<sub>2</sub> disuelto en el condensado puede alcanzar un pH de 4 por el ácido carbónico que se produce. Pero aún es más importante la presencia del oxígeno en el agua de alimentación, *este ocasiona picaduras las cuales resultan en fallas prematuras debido a la formación de pequeños hoyos, ya que puede penetrar en el metal muy rápidamente.* Por lo anterior es razonable darle una alta prioridad a la deaeración del agua de alimentación. [69]

El **ablandamiento** es parte del pretratamiento del agua cruda, así como el control de la alcalinidad, sedimentación y control de los ciclos de concentración (los ciclos de concentración es una medida del grado en el cual los sólidos disueltos están concentrados en el agua). El término ciclo se refiere a cuantas veces el agua será recirculada antes de que la concentración de sólidos disueltos alcance el nivel de saturación. [69]

Los ciclos de concentración deben ser monitoreados y controlados para prevenir la precipitación. Cuando estos se aproximan al valor en el cual la precipitación debe suceder, una parte del agua es descargada y reemplazada con agua fresca. El ablandamiento remueve dureza o los materiales que forman las incrustaciones, que no pueden ser removidos por filtración. En estos casos los constituyentes causantes de incrustaciones (iones de calcio y magnesio) son removidos por intercambio iónico vía resinas, que pueden *ser regeneradas periódicamente con una solución ácida (normalmente ácido sulfúrico).* El control de la alcalinidad (la cual refleja la capacidad del agua para reaccionar con iones hidrógeno) es importante como medio de la regulación de la solubilidad del calcio y magnesio. La alcalinidad generalmente representa la concentración de bicarbonatos, carbonatos, así como iones hidróxido. [69]

## REMOCIÓN DE SÓLIDOS

El pretratamiento del agua es necesario para remover impurezas que puedan causar problemas de deposición. Todas las aguas contienen cantidades de materiales suspendidos y disueltos dependiendo de su origen y localización geográfica. Los sólidos suspendidos incluyen arcilla, sales, barro y algunos óxidos metálicos que pueden ser removidos por filtración. Los sólidos disueltos, por otro lado, pueden precipitar y formar depósitos en el interior del generador de vapor a elevadas temperaturas y pueden ser removidos del agua solo por medios químicos. [69]

### 11.3. LÍMITES RECOMENDADOS DEL AGUA EN GENERADORES DE VAPOR

Típicamente, con un tratamiento del agua de alimentación de acuerdo con las recomendaciones de ASME y ABMA, el factor de obstrucción ( $f$ ) es de 0.0005 a 0.001  $\text{ft}^2/\text{hr}^\circ\text{F}/\text{Btu}$ . La ASME y ABMA proporcionan recomendaciones para la química del agua y se listan en las tablas 11-1 y 11-2. [7]

Tabla 11-1 Límites sugeridos para la calidad del agua

Vapor saturado							
Presión de operación (psig)	0-300	301-450	451-600	601-750	751-900	901-1000	1001-1500
H <sub>2</sub> O de alimentación.							
Oxígeno disuelto (mg / O <sub>2</sub> )	<0.04	<0.04	<0.007	<0.007	<0.007	<0.007	<0.007
Hierro total (mg / Fe)	<0.100	<0.050	<0.030	<0.025	<0.020	<0.020	<0.010
Cobre total (mg / Cu)	<0.050	<0.025	<0.020	<0.020	<0.015	<0.015	<0.010
Dureza total (mg / CaCO <sub>3</sub> )	<0.300	<0.300	<0.200	<0.200	<0.100	<0.050	<0.050
pH rango a 25 °C	7.5-10	7.5-10	7.5-10	7.5-10	7.5-10	8.5-9.5	9.0-9.6

\* Para más detalle ver referencia [50]



Tabla 11.2 Límites de agua asociados con la pureza del vapor en calentadores tubo - agua.

Presión contenedor (psig)	Rango de Sólidos <sup>1</sup> totales disueltos en agua ppm (max)	Rango de alcalinidad <sup>2</sup> total en agua (ppm)	Sólidos suspendidos en agua (max)	Rango de Sólidos totales <sup>2,4</sup> disueltos vapor ppm (max)
0 - 300	700 - 3,500	140 - 700	15	0.2 - 1.0
301 - 450	600 - 3,000	120 - 600	10	0.2 - 1.0
451 - 600	500 - 2,500	100 - 500	8	0.2 - 1.0
601 - 750	200 - 1,000	40 - 200	3	0.1 - 0.5
751 - 900	150 - 750	30 - 150	2	0.1 - 0.5
901 - 1,000	125 - 625	25 - 125	1	0.1 - 0.5
1,001 - 1,800	100	Nota (3)	1	0.1
1,801 - 2,350	50			0.1
2,351 - 2,600	25			0.05
2,601 - 2,900	15			0.05

Fuente [50]

Notas:

1. Valores actuales dentro del rango reflejado en los sólidos totales disueltos (TDS) en el agua de alimentación, los valores mayores son para los sólidos más grandes, los valores menores son para los sólidos más pequeños del agua de alimentación.
2. Los valores actuales dentro del rango son directamente proporcionales a los valores de TDS del agua, los valores mayores son para los sólidos más grandes, los valores menores son para los sólidos más pequeños del agua de alimentación.
3. Dictados por el tratamiento del agua.
4. Estos valores son exclusivo de la Sílica.

El factor de obstrucción  $ffi$  ocasionado por el agua, puede ser calculado con aproximación dividiendo el espesor de la capa de incrustación por su conductividad:

$$ffi = \text{espesor de la incrustación} / \text{conductividad}$$

La conductividad térmica de algunos materiales comunes se listan en la tabla 11-3.

Tabla 11.3 Conductividad térmica de algunos materiales incrustables

Material	Conductividad térmica, Btu/ft <sup>2</sup> /hr°F/in.
Fosfato de calcio	25
Sulfato de calcio	16
Fosfato de magnesio	15
Óxido de hierro	20
Incrustacion de Silicatos	0.6
Ladrillo refractario	7
Ladrillo aislante	0.7

Fuente [7]

Por lo anterior es importante hacer notar que la operación y eficiencia de los generadores de vapor, entre ellos los HRSG's, esta relacionado directamente con la pureza del agua, es por ello que, se debe de tener mucho cuidado de no exceder las recomendaciones establecidas con respecto al pH, conductividad, ciclos de concentración etc. Estas condiciones pueden ser llevadas acabo a través de una efectiva capacitación de los operadores, instalación de equipo de control automático y un buen tratamiento químico.

**COMENTARIOS Y  
RECOMENDACIONES**

## COMENTARIOS Y RECOMENDACIONES

En base a la bibliografía consultada, para llegar a una razonable propuesta y un diseño funcional, se necesita la siguiente información como mínimo:

1. - Conocer los parámetros del gas, es decir:
  - A. - Flujo del gas, lb/hr.
  - B. - Temperatura de entrada del gas, °F.
  - C. - Presión del gas, psig.
  - D. - Calor específico del gas, Btu/lb.
  
2. Es de gran importancia conocer la naturaleza del gas y cómo es generado, por ejemplo de una turbina de gas, de un incinerador, de un reactor de síntesis química, etc.
  
3. Es indispensable un completo análisis de la composición de los gases y formación de partículas. Estos datos ayudarán al diseñador del HRSG a inferir la potencial corrosión del gas por alta o por baja temperatura y su tendencia a la escoriación. Este análisis también orientará al diseñador a seleccionar el material adecuado de acuerdo a las características del gas.
  
4. Costo del combustible y otras fuentes de energía. Esto es especialmente importante en situaciones donde el encendido suplementario es requerido.
  
5. Límite de la caída de presión del gas o datos del costo debido a esta, junto con los costos de energía. Esto permite mejorar y optimizar el diseño del HRSG en aspectos económicos operacionales.
  
6. Conocer las restricciones de emisiones tales como compuestos orgánicos, óxidos de nitrógeno, óxidos de azufre, etcétera y saber si es necesaria la instalación de equipo adicional a la salida del HRSG que ayude a controlar este problema.

7. Conocer el sistema en el cual el vapor va a ser utilizado. Esta información ayuda con respecto a los requerimientos de pureza del vapor. Es decir si va a ser utilizado para secado o calentamiento es adecuada una baja pureza, pero si el vapor será inyectado dentro de una turbina de vapor, se requiere una alta pureza.
8. Análisis completo del agua de alimentación. Esto permitirá al diseñador implementar el programa de tratamiento del agua de acuerdo a las necesidades requeridas y al mismo tiempo evitar problemas de incrustación y sedimentación en la superficie de los tubos.
9. Conocer las limitaciones de espacio u otras consideraciones de arreglo.
10. Temperatura y cantidad del agua de alimentación al economizador.

Los diseñadores de los HRSG's pueden alcanzar diferentes áreas superficiales para la misma carga variando la configuración de aleta, velocidad del gas, espaciamiento y tamaño del tubo (algunas veces difieren hasta un 200 %). Por lo tanto se debe realizar una evaluación completa del comportamiento de las aletas, sin descuidar los factores que las afectan, como son la limpieza y el material utilizado.

En forma similar el punto pinch (temperatura mínima entre el lado del gas y el lado del vapor) no es específico. Puede variar con el flujo del gas, temperatura de entrada, si es necesario un quemado de combustible adicional. Es decir realizar un análisis de los modos operacionales potenciales (ya que la energía recuperada puede ser optimizada por la localización adecuada de las superficies de transferencia de calor) particularmente en múltiples presiones.

Por razones de economía no son recomendables valores de los puntos pinch y de aproximación bajos, ya que estos incrementan los requerimientos del área superficial y por consiguiente el tamaño de los equipos.

Es conveniente conocer el comportamiento del HRSG a diferentes condiciones ambientales ya que existen variaciones significativas en el flujo y temperatura del gas. Por lo

tanto se debe familiarizar con los perfiles de temperatura y cómo este varía con las condiciones ambientales antes de sugerir la carga o perfil de temperaturas.

Es muy importante el conocer el proceso de combustión y los parámetros que lo afectan, ya que este es el medio principal de generación de calor. El tener una buena combustión asegura un quemado eficiente y por consecuencia el mayor aprovechamiento de los combustibles, los cuales producen las corrientes de gases de desecho, mismas que afectan la generación de vapor en estos sistemas.

# CONCLUSIONES

## CONCLUSIONES

El presente trabajo fue desarrollado con la intención de dar una guía introductoria al dispositivo HRSG, el cual es una alternativa para la recuperación de calor de los gases de combustión; calor que ahora puede ser aprovechado para generar vapor.

En base a la información aquí contenida, consideramos que los estudiantes y profesionales de Ingeniería interesados en el tema, tendrán una valiosa herramienta de *consulta para comprender las bases de dicho sistema y al mismo tiempo conocer algunos parámetros que pueden afectarlo.*

Un punto importante de este trabajo, es que el vapor generado mediante la adaptación de estos dispositivos tiene aplicaciones en la industria como servicio o incluso para la generación de energía eléctrica, por lo cual se prevé que tenga una aplicación importante a futuro. Por lo anterior creemos importante que en nuestro país exista este tipo de información.



# BIBLIOGRAFÍA

## BIBLIOGRAFÍA:

1. Ganapathy V. "*Heat - Recovery Steam Generators: Understand the Basics*".  
Chemical Engineering Progress. Agosto 1996. pp 32 - 45
2. Ganapathy V. "*Maximize steam generation with gas turbine HRSG's*".  
Hydrocarbon Processing. Octubre 1991. pp 57 -60
3. Ganapathy V. "*Boiler Circulation Calculations*".  
Hydrocarbon Processing. Enero 1998. pp 101 - 106
4. Ganapathy V. "*HRSG's for gas turbine applications*".  
Hydrocarbon Processing. Agosto 1987. pp 37 -40
5. Ganapathy V. "*HRSG temperature profiles guide energy recovery*".  
Power. Septiembre 1988. pp 31 - 33
6. Collins, Steven. "*How to evaluate HRSG performance*".  
Power. Junio 1991. pp 157 -158
7. Ganapathy V. "*Fouling - the silent heat transfer thief*".  
Hydrocarbon Processing. Octubre 1992. pp 49 - 52
8. Ganapathy V. "*Heat-Recovery Boilers: The Options*".  
Chemical Engineering Progress. Febrero 1992. pp 59 - 64
9. Shook, James R. "*Recover Heat from flue Gas*".  
Chemical Engineering Progress. Junio 1991. pp 49 - 54
10. Ganapathy V. "*Evaluating Gas - Turbine Heat-Recovery Boilers*".  
Chemical Engineering. Diciembre 1987. pp 121 - 124

11. Ganapathy V. "*Understand Boiler Performance Characteristics*".  
Hydrocarbon Processing. Agosto 1994. pp 131 - 136
12. Ganapathy V. "*How Important is Surface Area*".  
Chemical Engineering Progress. Octubre 1992. pp 70 - 76
13. Ganapathy V. "*Evaluate the Performance of Waste - Heat Boilers*".  
Chemical Engineering. Noviembre 1988. pp 291 - 292
14. Fleshman James D. "*Recover Heat from Steam Reforming*".  
Chemical Engineering Progress. Octubre 1993. pp 20 - 25
15. Colannino Joseph. "*Prevent Boiler Tube Failures Part 1: Fire - Side Mechanisms*".  
Chemical Engineering Progress. Octubre 1993. pp 33 - 36
16. Colannino Joseph. "*Prevent Boiler Tube Failures Part 2: Water - Side Mechanisms*".  
Chemical Engineering Progress. Noviembre 1993. pp 73 - 76
17. Ganapathy V. "*Cold end Corrosion Causes and Cures*".  
Hydrocarbon Processing. Enero 1989. pp 57 - 59
18. Ganapathy V. "*Design and evaluate finned tube bundles*".  
Hydrocarbon Processing. Septiembre 1996. pp 103 - 111
19. Ganapathy V. "*Evaluate extended surface exchangers carefully*".  
Hydrocarbon Processing. Octubre 1990. pp 65 - 68
20. Ganapathy V. "*Charts simplify spiral finned - tube calculations*".  
Chemical Engineering. Abril 1977. pp 117 - 121

21. Ganapathy V. " *Recovering Heat When Generating Power* ".  
Chemical Engineering. Febrero 1993. pp 94 - 98
22. Ganapathy V. " *Size or check waste heat boilers quickly* ".  
Hydrocarbon Processing. Septiembre 1984. pp 159 - 160
23. Ganapathy V. " *Specify Packaged Steam Generators Properly* ".  
Chemical Engineering Progress. Septiembre 1993. pp 62 - 67
24. Ganapathy V. " *Simplify Heat Recover Steam Generator Evaluation* ".  
Hydrocarbon Processing. Marzo 1990. pp 77 - 82
25. Bessouat R. Leredu B. " *Stein Industry's Experience in Combined Cycle Waste Heat Recovery Boiler* ".  
ASME Cogen -Turbo 1989. 3rd International Symposium on Turbo Machinery,  
Combined - Cycle Technologies and Cogeneration. pp 31 - 38
26. Garcia - Borrás Thomas. " *Improving Boilers and Furnaces* ".  
Chemical Engineering. Enero 1998. pp 127 - 130
27. Wilcox J. C. Jr. " *Improving boiler efficiency* ".  
Chemical Engineering. Octubre 1978. pp 127 - 130
28. Roy G. K. " *Selecting gas turbines for power Cogeneration* ".  
Hydrocarbon Processing. Marzo 1993. pp 115 - 118
29. Ganapathy V. " *Efficiently Generate Steam from Cogeneration Plants* ".  
Chemical Engineering. Mayo 1997. pp 187 - 190
30. Ganapathy V. " *Customizing Pays off in Steam Generators* ".  
Chemical Engineering. Enero 1995. pp 108 - 112

31. Dodero G. Semia A. " *Italian Chemical Engineering and Processing Handbook Special Sección* ".  
Chemical Engineering. Diciembre. 1989. pp I-79 - I-85
32. Ellis T .D. " *Using Pinch Analysis to Save Energy* ".  
AIChE Symposium Series. Heat Transfer - Portland 1996. pp 366 - 368
33. Schobesberger R. Gasteiger G. " *Combined Cycle Power Plants With Special Respect to The Heat Recovery Steam Generator on The Basis of The Steyremuhl Power Plant* ".  
ASME Cogen - Turbo 1991. 5th International Symposium and Exposition on Gas Turbines in Cogeneration, Repowering, and peak - load Power Generation. pp 461 - 470
34. Ganapathy V. Pandian G. " *How to Size Waste Heat Boilers* ".  
Hydrocarbon Processing. Septiembre 1979. pp 261 - 265
35. Ganapathy V. " *Chart estimates supplementary fuel parameters* ".  
Oil and Gas Journal. Octubre 1984. pp 108 - 109
36. Linnhoff Bodo. " *Use Pinch Analysis to Knock Down Capital Cost and Emissions* ".  
Chemical Engineering Progress Agosto de 1994. pp 32 - 57
37. Guevara J. M. " *Nuevos Diseños de Superficie de Transferencia de Calor* ".  
Revista del IMIQ 1974. pp 4 - 6
38. Ganapathy V. " *Understand Steam Generator Performance* ".  
Chemical Engineering Progress. Diciembre 1994. pp 42 - 48
39. Ganapathy V. " *Simulation Aids Cogeneration System Analysis* ".  
Chemical Engineering Progress. Octubre 1993. pp 27 - 31

40. Rossiter Alan P. " *Apply Process Integration to Waste Minimization* ".  
Chemical Engineering Progress. Enero 1993. pp 30
41. Noble R. " *Getting Value from Waste Fuels* ".  
Chemical Engineering. Mayo 1995. pp 70 - 74
42. Ganapathy V. " *Short - Cut Calculation for Steam Heaters and Boilers* ".  
Chemical Engineering. Marzo 1978. pp 105 - 106
43. Kneile R. " *Anatomy of combustion calculations* ".  
Hydrocarbon Processing. Mayo 1995. pp 87 - 96
44. Kuppuraj K. " *Estimate HRSG performance Quickly* ".  
Hydrocarbon Processing. Julio 1986. pp 58 - 60
45. Sorell G. " *Choose the Best Alloy for Incinerator Heat Exchangers* ".  
Chemical Engineering Progress. Marzo 1994. pp 49 - 60
46. Hery G. " *Recent Developments In Waste Heat Boilers and Gas Turbines* ".  
ASME Cogen -Turbo. 1989 3rd International Symposium on Turbo Machinery,  
Combined - Cycle Technologies and Cogeneration. pp 25 - 29
47. Ganapathy V. " *Efective Use of HRSG's* ".  
Chemical Engineering. Enero 1993. pp 102 - 106
48. Ganapathy V. " *HRSG Features and Applications* ".  
Heat Piping Air Conditioning . Enero 1989. pp 169 - 185
49. Cruz Gustavo A. " *Selección de un Sistema de Precalentamiento de Aire para calentadores a fuego directo* ".  
Tesis UNAM Facultad de Química 1977.

50. Ganapathy V. " *Waste Heat Boiler Deskbook* ".  
Fairmont Press. 1991.
51. Ganapathy V. " *Applied Heat Transfer* ".  
Pennwell Books, Tulsa 1982.
52. ASHRAE. " *Handbook Fundamentals* ".  
Atlanta Georgia 1989. Sección XV.
53. Perry J. H. Chilton H. " *Manual del Ingeniero Químico* ".  
Tomo III. McGraw - Hill. Sexta edición México 1992.
54. Hsiung Kiang, Yen. " *Waste Energy Utilization Technology* ".  
Marcel Dekker Inc. 1981 New York.
55. Hewitt G. F. " *Process Heat Transfer* ".  
CRC Press, Inc. U.S.A. 1994.
56. Shield Carl D. " *Calderas* ".  
Ed. Continental Décimoprimer edición. México 1984.
57. Leite O. C. " *Burn Waste cost - effectively* ".  
Hydrocarbon Processing. Mayo 1998. pp 119 - 126
58. Fraas A. " *Heat Exchanger Design* ".  
John Wiley and Sons, Inc. second edition U.S.A. 1989.
59. Baumeister T. Avallone E. " *Marks, Manual del Ingeniero Mecánico* ".  
Vol. II. Ed. McGraw - Hill 2a edición México 1984.

60. Ganapathy V. " *Simplified Approach To Designin Heat - Transfer Equipment* ".  
Chemical Engineering. Abril 13 de 1987. pp 81 - 87
61. Garg A. " *Good Heater Specifications Pay Off* ".  
Chemical Engineering. Julio 1988. pp 77 - 80
62. Ganapathy V. " *Win More Energy from Hot Gases* ".  
Chemical Engineering. Marzo 1990. pp 102 - 108
63. Garg A. " *Specify Better Low - NOx Burners for Furnaces* ".  
Chemical Engineering Progress. Enero 1994. pp 46 - 49
64. Makansi J. " *Combined - Cycle Powerplants* ".  
Power. Junio 1990. pp 91 - 114
65. Dukelow Sam G. " *The Control of Boilers* ".  
Instrument Society of America 2a edición U.S.A. 1991.
66. Kane R. D. " *Select Materials for High Temperatures* ".  
Chemical Engineering Progress. Marzo 1995. pp 83 - 85
67. Ganapathy V. " *Recover Heat from Waste Incineration* ".  
Hydrocarbon Processing. Septiembre 1995. pp 51 - 56
68. Novak R. Troxler W. " *Recovering Energy from Hazardous -Waste Incineration* ".  
Chemical Engineering. Marzo 1984. pp 146 - 154
69. Sendelbach M. " *Boiler - Water Treatment Why, What and How* ".  
Chemical Engineering. Agosto 1988. pp 127 - 132



70. Huchler Loraine A. " *Select the Best Boiler - Water Chemical Treatment Program* ".  
Chemical Engineering Progress. Agosto 1998. pp 45 - 50
71. Ganapathy V. " *How Fin Configuration Affects Heat Transfer* ".  
Chemical Engineering. Marzo 1990. pp 147 - 150
72. Garg A. " *How to Boost The Performance of Fired Heaters* ".  
Chemical Engineering. Noviembre 1989. pp 239 - 244
73. SELMEC. " *Manual de Calderas* ".  
Ed. Impredit, S.A. 2a edición México 1981.
74. Shelley S. " *All Fired Up About Cogeneration* ".  
Chemical Engineering. Enero 1992. pp 39 - 45
75. Zink John C. " *Combustion Turbines Move Markets* ".  
Power Engineering. Marzo 1998. pp 20 - 24
76. Van Wylen G. " *Fundamentos de Termodinámica* ".  
Ed. Limusa. México 1983.
77. Mcketta, John J. " *Heat Transfer Design Methods* ".  
Marcel Dekker, Inc. New York 1992.

# APÉNDICES

## Apéndice A

### Propiedades del Gas y del Vapor.

En las tablas A-1 a A-10, se usan las siguientes unidades:

Temp.	°F
Cp	BTU/lb°F
$\mu$	lb/ft <sup>hr</sup>
k	BTU/ft <sup>hr</sup> °F

Tabla A-1			
Dióxido de Carbono			
Temp.	Cp	$\mu$	k
200	0.2162	0.0438	0.0125
400	0.2369	0.0544	0.0177
600	0.2543	0.0645	0.0227
800	0.2688	0.0749	0.0274
1000	0.2807	0.0829	0.0319
1200	0.2903	0.0913	0.0360
1400	0.2980	0.0991	0.0400
1600	0.3041	0.1064	0.0435
1800	0.3090	0.1130	0.0468
2000	0.3129	0.1191	0.0500

Tabla A-2			
Vapor de Agua			
Temp.	Cp	$\mu$	k
200	0.4532	0.0315	0.0134
400	0.4663	0.0411	0.0197
600	0.4812	0.0506	0.0261
800	0.4975	0.0597	0.0326
1000	0.5147	0.0687	0.0393
1200	0.5325	0.0773	0.0462
1400	0.5506	0.0858	0.0532
1600	0.5684	0.0939	0.0604
1800	0.5857	0.0119	0.0678
2000	0.6019	0.1095	0.0753

Tabla A-3			
Nitrógeno			
Temp.	Cp	$\mu$	k
200	0.2495	0.0518	0.0189
400	0.2530	0.0608	0.0219
600	0.2574	0.0694	0.0249
800	0.2624	0.0776	0.0279
1000	0.2678	0.0854	0.0309
1200	0.2734	0.0927	0.0339
1400	0.2791	0.0996	0.0369
1600	0.2846	0.1061	0.0399
1800	0.2897	0.1122	0.0429
2000	0.2942	0.1178	0.0459

Tabla A-4			
Oxígeno			
Temp.	Cp	$\mu$	k
200	0.2250	0.0604	0.0186
400	0.2332	0.0716	0.0229
600	0.2404	0.0823	0.0272
800	0.2468	0.0924	0.0313
1000	0.2523	0.1021	0.0352
1200	0.2570	0.1111	0.0389
1400	0.2611	0.1197	0.0425
1600	0.2647	0.1278	0.0460
1800	0.2678	0.1353	0.0492
2000	0.2705	0.1423	0.0523

Tabla A-5			
Dióxido de Azufre			
Temp.	Cp	$\mu$	k
200	0.1578	0.0386	0.0074
400	0.1704	0.0493	0.0109
600	0.1806	0.0595	0.0143
800	0.1887	0.0692	0.0175
1000	0.1950	0.0784	0.0205
1200	0.1997	0.0871	0.0234
1400	0.2030	0.0954	0.0261
1600	0.2054	0.1030	0.0286
1800	0.2069	0.1103	0.0310
2000	0.2079	0.1170	0.0332

Tabla A-6			
Cloruro de Hidrógeno			
Temp.	Cp	$\mu$	k
200	0.1907	0.0412	0.0113
400	0.1916	0.0534	0.0143
600	0.1936	0.0655	0.0175
800	0.1965	0.0774	0.0209
1000	0.2002	0.0892	0.0245
1200	0.2043	0.1009	0.0283
1400	0.2086	0.1124	0.0327
1600	0.2128	0.1239	0.0364
1800	0.2168	0.1351	0.0407
2000	0.2203	0.1463	0.0452

Tabla A-7			
Aire (Seco)			
Temp.	Cp	$\mu$	k
200	0.2439	0.0537	0.0188
400	0.2485	0.0632	0.0221
800	0.2587	0.0809	0.0287
1200	0.2696	0.0968	0.0350
1600	0.2800	0.1109	0.0412
2000	0.2887	0.1232	0.0473

Tabla A-8			
Gases de Desecho			
Temp.	Cp	$\mu$	k
200	0.2570	0.0492	0.0174
400	0.2647	0.0587	0.0211
800	0.2800	0.0763	0.0286
1200	0.2947	0.0922	0.0358
1600	0.3080	0.1063	0.0429
2000	0.3190	0.1188	0.0499

Tabla A-9			
Gases de Salida de Turbinas			
% vol. (CO <sub>2</sub> = 3, H <sub>2</sub> O = 7, N <sub>2</sub> = 75, O <sub>2</sub> = 15)			
Temp.	Cp	$\mu$	k
200	0.2529	0.0517	0.0182
400	0.2584	0.0612	0.0218
600	0.2643	0.0702	0.0253
800	0.2705	0.0789	0.0287
1000	0.2767	0.0870	0.0321

## Entalpía de Gases

Tabla A-10 Entalpía de Gases						
Tipo de Gas, % vol.		CO2	H2O	N2	O2	SO2
A. Gas de sal. de Turb.		3	7	75	15	-
B. Combustión de S		-	-	81	10	9
C. Gases de desecho		12	12	70	6	-
D. Aire seco		-	-	79	21	-
Temp °F	A	B	C	D		
200	34.98	31.85	35.52	33.74	-	-
400	86.19	78.57	87.83	83.00	-	-
600	138.70	126.57	141.79	133.42	-	-
800	192.49	175.77	197.35	184.91	-	-
1000	247.56	226.20	254.47	237.52	-	-
1400	-	330.15	372.93	345.77	-	-
1800	-	437.86	496.42	457.82	-	-

Apéndice B

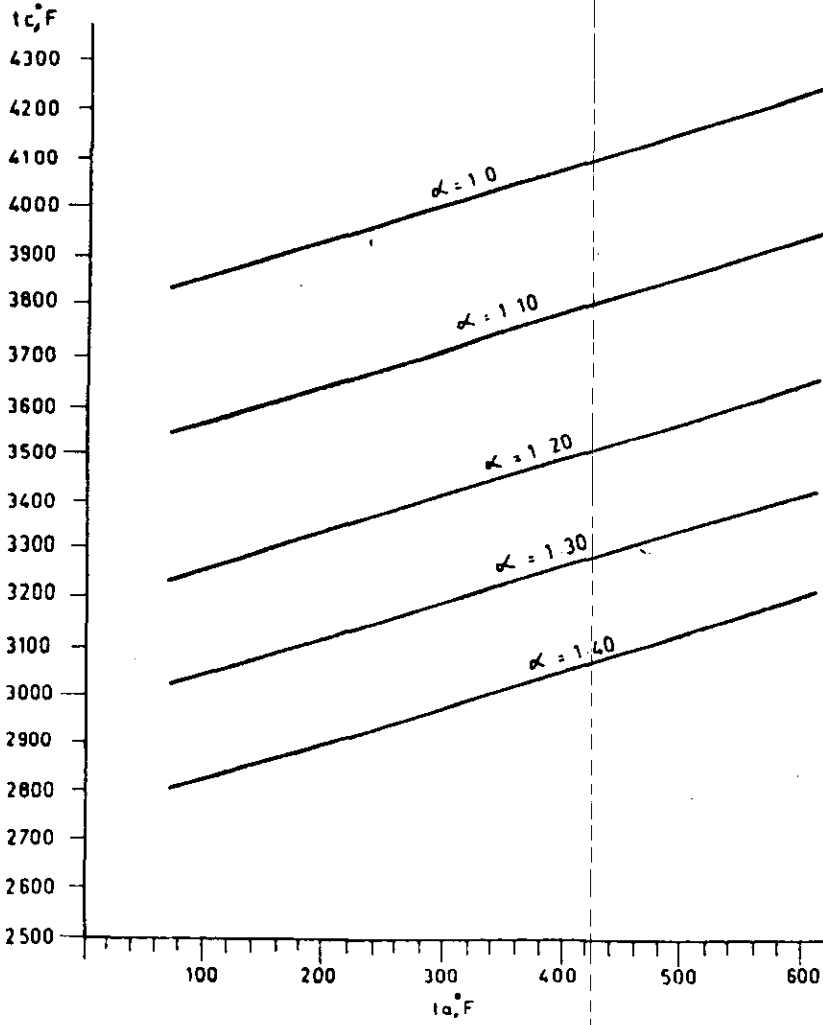


Figura 1. Temperatura de Combustión para el Carbón. [51]

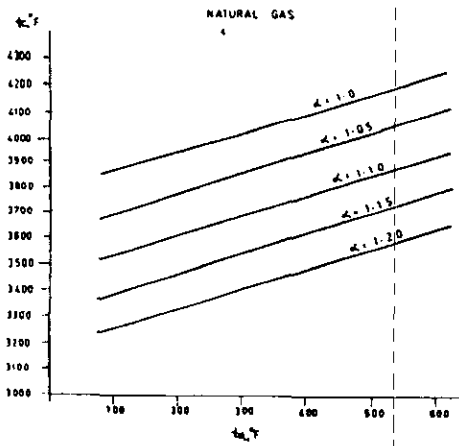
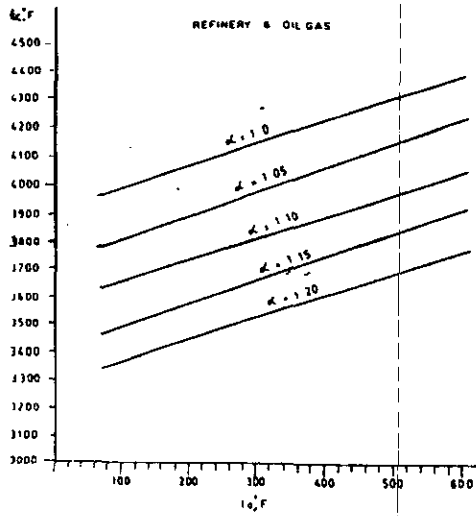


Figura 2. Temperatura de Combustión. [51]

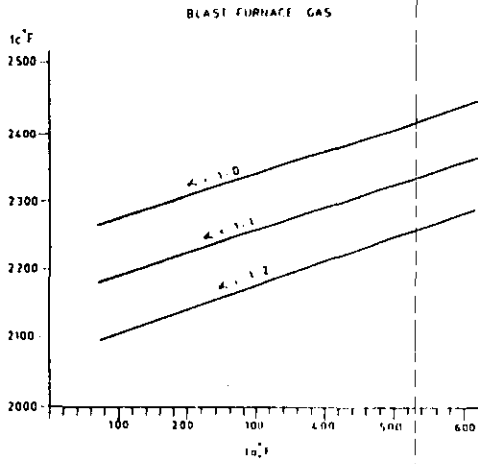
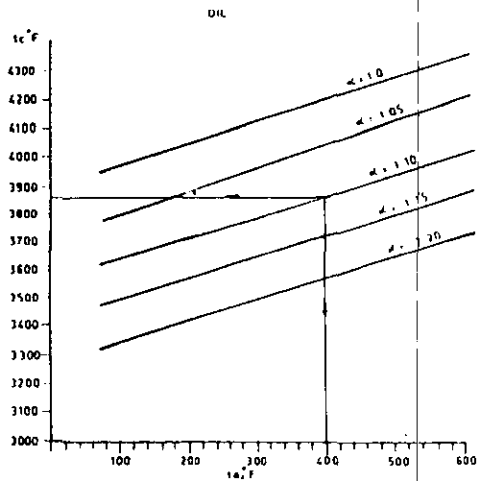


Figura 3. Temperatura de Combustión. [51]



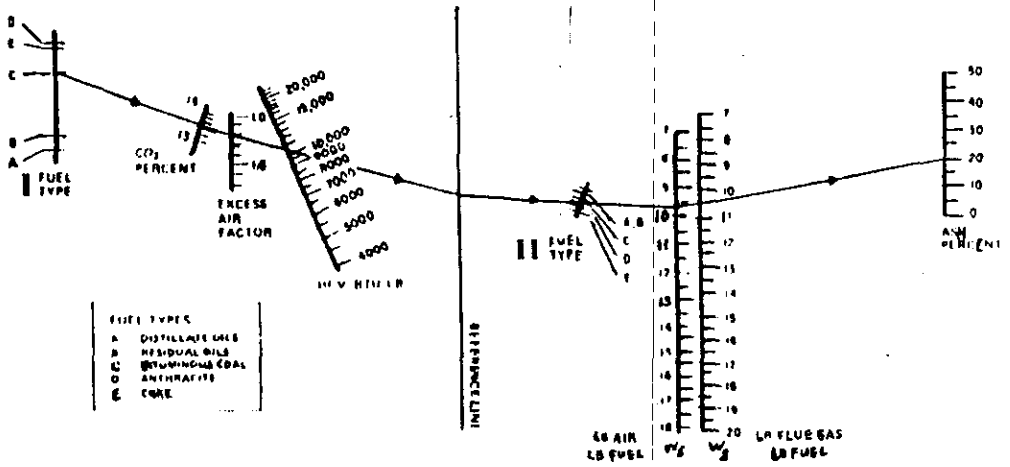


Figura 4. Carta para estimar la cantidad de aire y gases de desecho. [51]

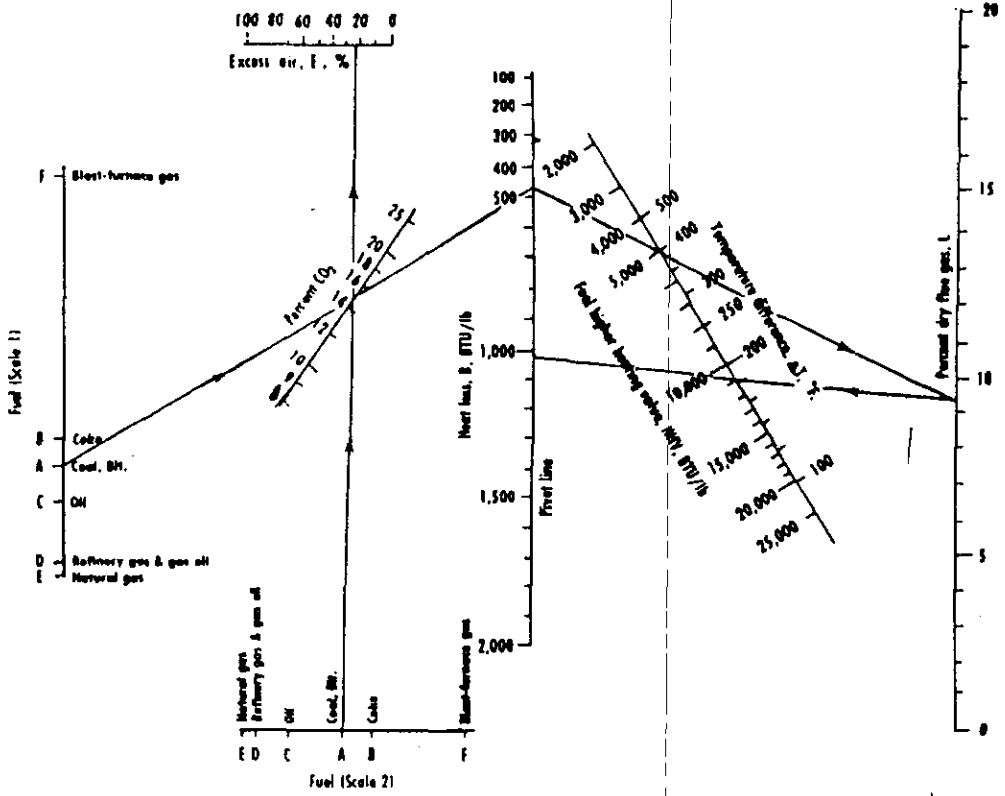


Figura 5. Carta para estimar las pérdidas de calor BTU/lb. [51]

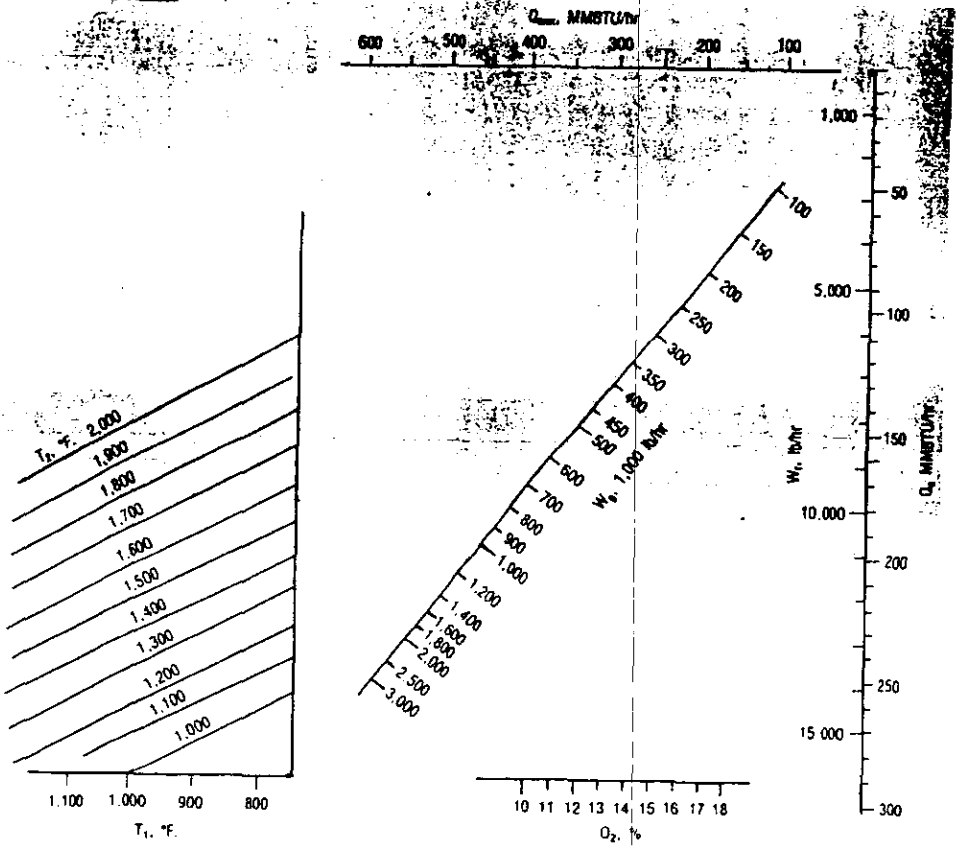


Figura 6. Nomograma para estimar la cantidad de combustible suplementario en lb/hr para Aceites Combustibles y scf/hr para Gas Natural. [35]

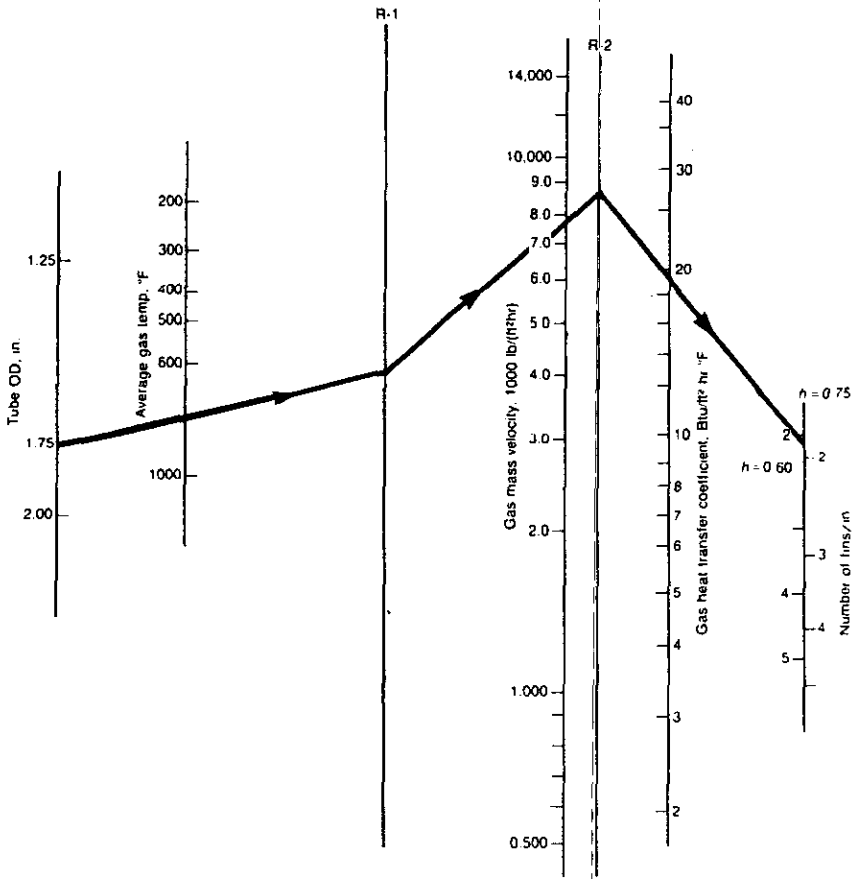


Figura 7. Grafica para determinar el coeficiente de transferencia de calor del gas, BTU/ft<sup>2</sup>hr°F. [77]

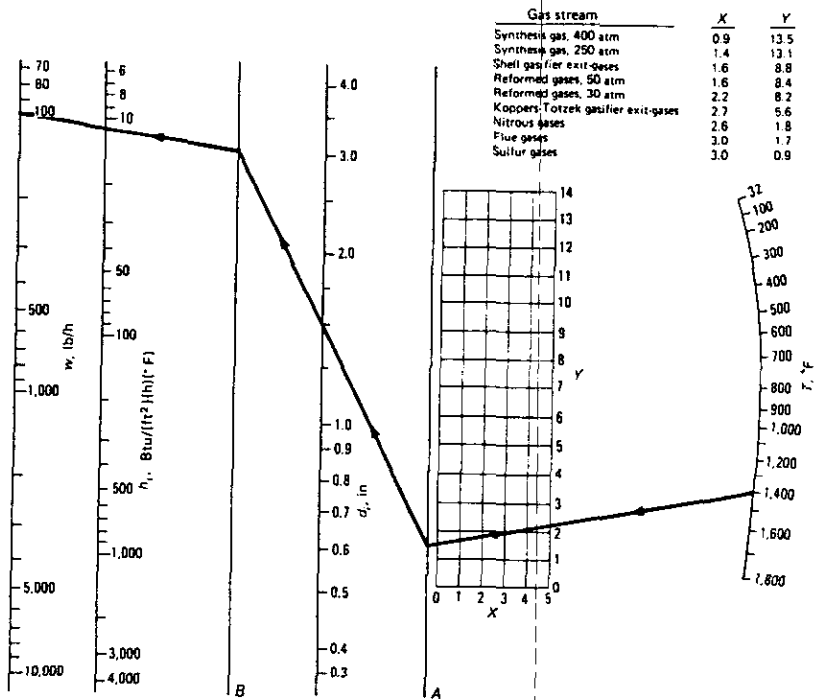


Figura 8. Coeficientes de transferencia de calor para corrientes de gases de desecho fluyendo por el interior de los tubos del intercambiador, BTU/ft<sup>2</sup>·hr·°F. [77]

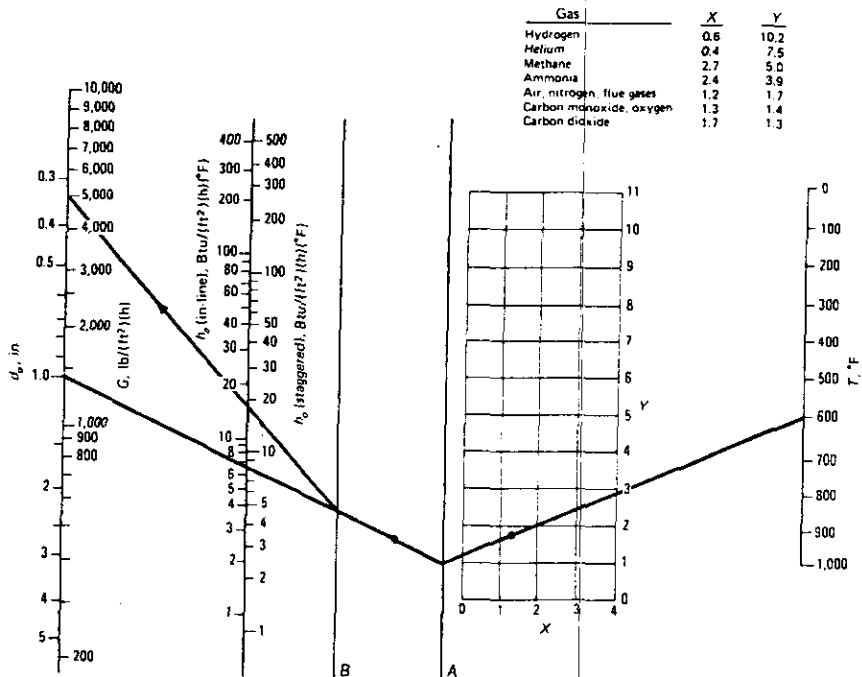


Figura 9. Coeficientes de transferencia de calor para varios gases de proceso  
 fluyendo sobre tubos con arreglo en linea y alternados,  $\text{BTU}/\text{ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$ . [77]

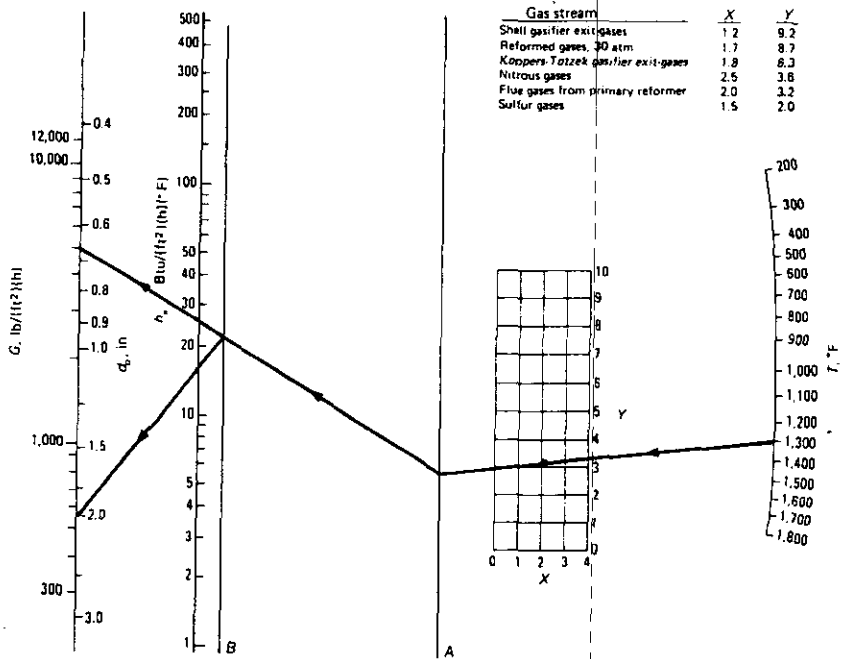


Figura 10. Coeficientes de transferencia de calor para gases de desecho  
 fluyendo sobre tubos con arreglo alternado, BTU/ft<sup>2</sup>hr°F. [77]

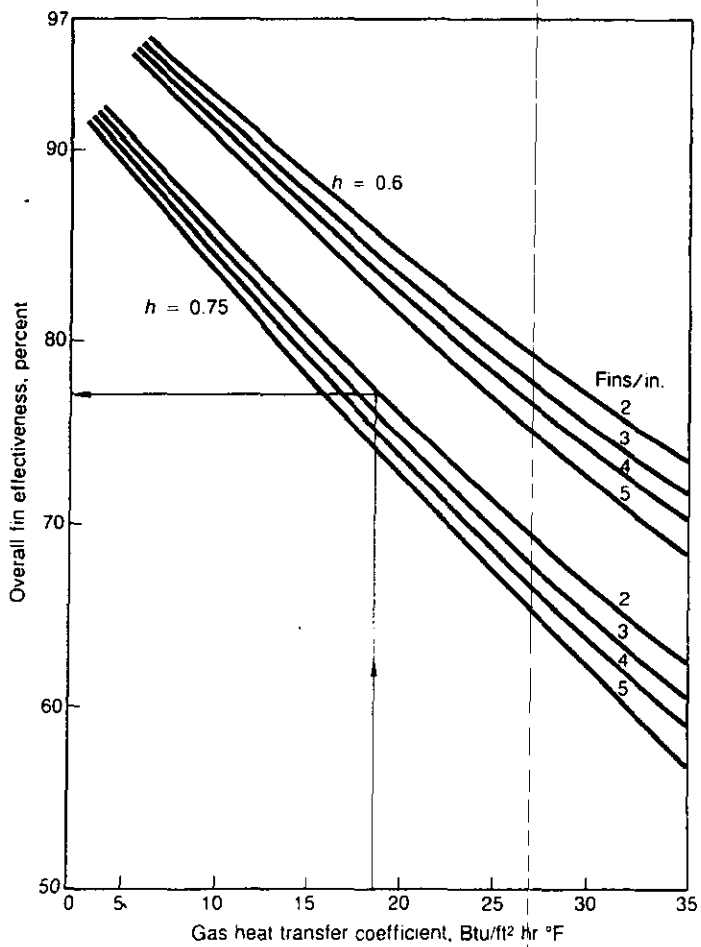


Figura 11. Grafica para determinar la efectividad de aleta. [77]



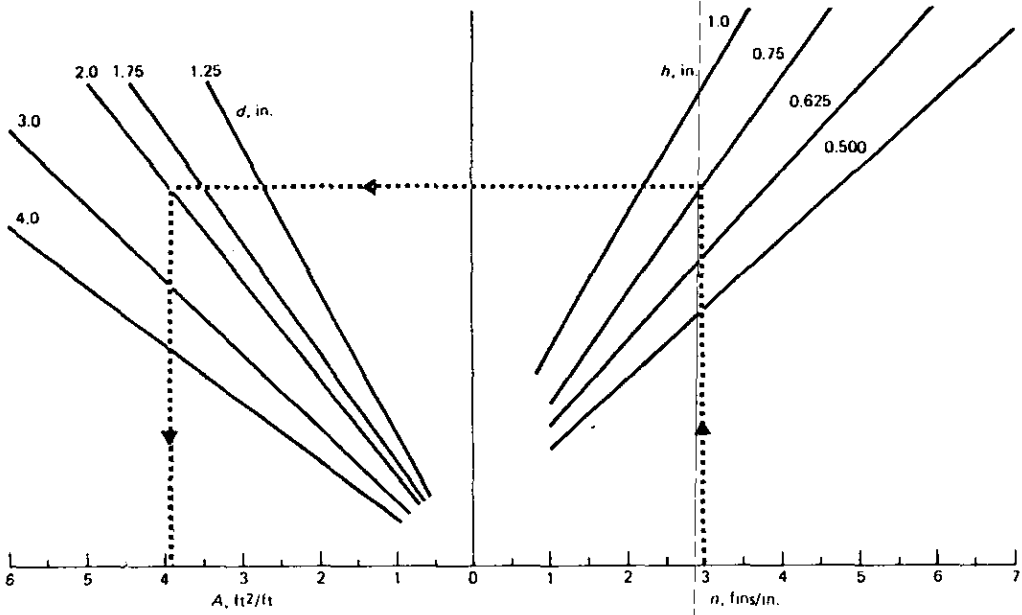


Figura 12. Nomograma para la estimación del área superficial de tubos aletados. [77]



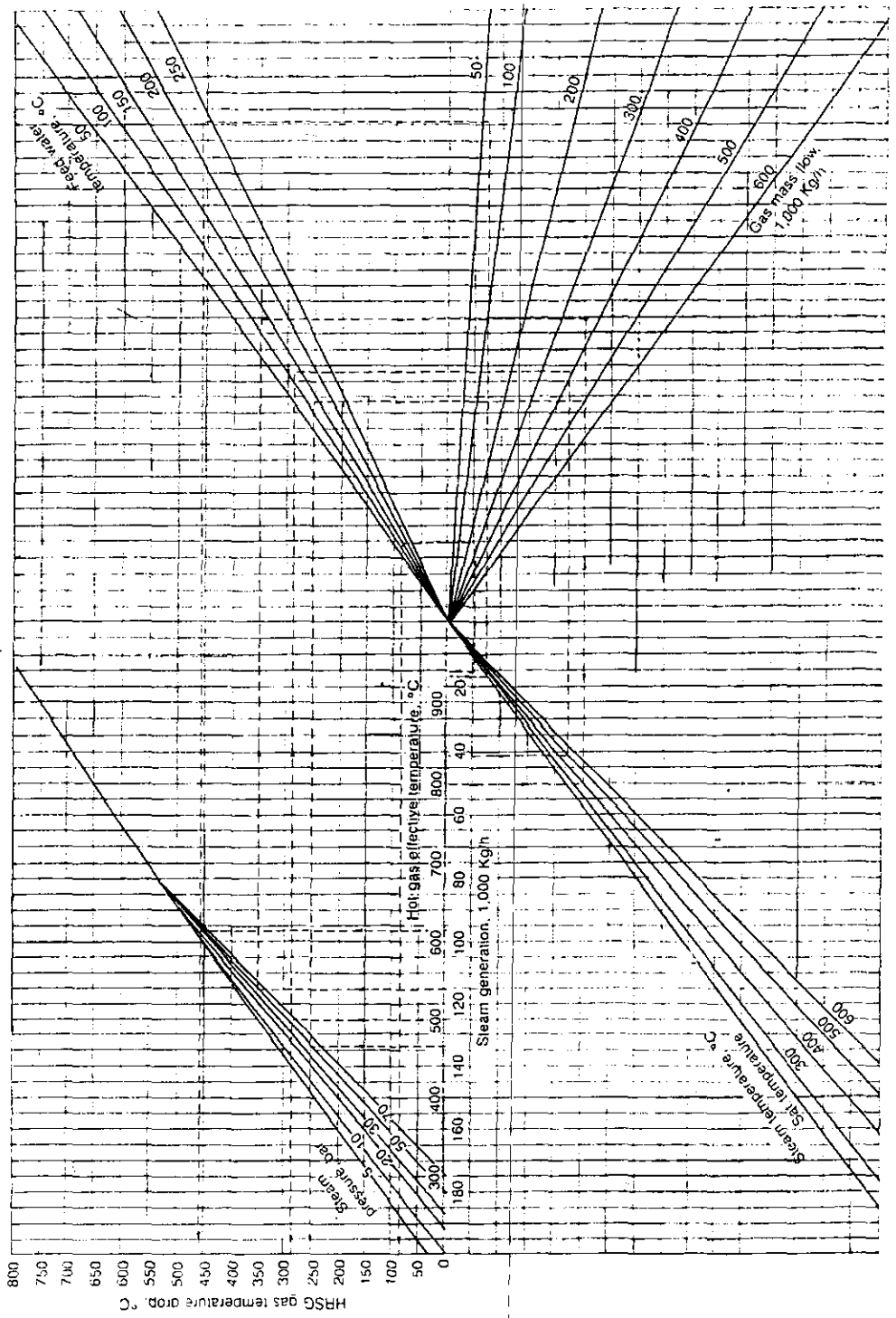


Figura 14. Nomograma para determinar el comportamiento de un HRSG. [44]

**And in the end  
the love you take  
is equal to the love  
you made...**

**Lennon & McCartney  
The Beatles**